

MITTHEILUNGEN

DER

KÖNIGLICHEN POLYTECHNISCHEN SCHULE

IN

DRESDEN

VON DR. JOHANNES MEYER

HEFT II

VERLAG VON DR. KRAUSE UND CO. LEIPZIG



1881

VERLAG VON DR. KRAUSE UND CO. LEIPZIG

1881

MITTHEILUNGEN
DER
KÖN. SÄCHS. POLYTECHNISCHEN SCHULE
ZU
DRESDEN.

HEFT 1.

VERSUCHE ÜBER DEN KRAFTBEDARF DER MASCHINEN IN DER STREICHGARN-
SPINNEREI UND TUCHFABRIKATION.



LEIPZIG.
DRUCK UND VERLAG VON B. G. TEUBNER.
1864.

VERSUCHE

ÜBER

DEN KRAFTBEDARF DER MASCHINEN

IN DER

STREICHGARNSPINNEREI UND TUCHFABRIKATION,

AUSGEFÜHRT

VON

DR. ERNST HARTIG,

LEHRER DER MECHAN. TECHNOLOGIE AN DER KÖNIGLICHEN POLYTECHNISCHEN SCHULE,

UNTER MITWIRKUNG DER POLYTECHNIKER

ARNDT, JÜNGLING, KLIEN UND KÜNZEL.



LEIPZIG.

DRUCK UND VERLAG VON B. G. TEUBNER.

1864.



V o r r e d e.

Bis Ostern 1862 bestanden bei der polytechnischen Schule öffentliche Prüfungen, zu denen durch Programme, welche von einer wissenschaftlichen Abhandlung begleitet waren, eingeladen wurde; diese öffentlichen Prüfungen kamen von oben genanntem Zeitpunkte ab in Wegfall, und es erscheint nunmehr am Schlusse des Cursus im Monat August ein Jahresbericht, in welchem man Bedenken trug regelmässig eine wissenschaftliche Abhandlung mit aufzunehmen, da die verschiedenen Journale und Gesellschaftsschriften der neueren Zeit ein sicherer zum Ziele führendes Mittel an die Hand geben, die Leistungen der Mitglieder des Lehrercollegiums zu einer Veröffentlichung in weiteren Kreisen zu bringen, einzelne Arbeiten aber, welche durch die polytechnische Schule hervorgeufen worden sind, und die durch die Mitwirkung Mehrerer zu Stande gebracht wurden, leicht einen Umfang erlangen, welcher den bei einem solchen Jahresberichte disponiblen Raum übersteigt.

Es wurde daher der Beschluss gefasst, solche grössere technisch wissenschaftliche Arbeiten, an welchen die Schule einen wesentlichen Antheil hat, theils dadurch, dass sie die Anregung dazu gab, theils weil sie die Mittel zur Ausführung gewährte, sowie geschichtliche Ueberblicke über die Schule selbst in Form von Mittheilungen der K. Sächs. polytechnischen Schule in zwanglosen Heften auf dem Wege des Buchhandels zur Veröffentlichung zu bringen, und es bot dazu die B. G. Teubner'sche Buchhandlung mit dankenswerther Bereitwilligkeit die Hand.

Diese Mittheilungen schliessen sich daher an die früheren Programmen-Abhandlungen gewissermaassen als Fortsetzung an und es werden desshalb nachstehend die Titel der Abhandlungen derjenigen Programme aufgeführt, welche noch in grösserer Zahl vorhanden sind und theils durch die Expedition der polytechnischen Schule, theils durch G. Schoenfeld's Buchhandlung (C. A. Werner) in Dresden zu den beigesetzten Preisen zum Besten des Stipendienfonds der polytechnischen Schule bezogen werden können.

Dresden, im August 1864.

Die Direction der k. polyt. Schule.

Dr. Hülsse.

		fl	Ngr	3
1845.	Prof. Schubert: über freie und vorgeschriebene Stützlinien und über die Fortpflanzung des Druckes durch feste Körper als Einleitung zu einer Theorie der Wölbbögen	—	7	5
1846.	Prof. Dr. Seebeck: über Schwingungen mit besonderer Anwendung auf die Elasticität fester Körper	—	7	5
1850.	Prof. Dr. Loesche: einige Bemerkungen über den Leitungswiderstand hydro-electrischer Ketten	—	7	5
1851.	Prof. Dr. Schlömilch: die Reihenentwicklungen der Differential- und Integralrechnung	—	7	5
1853.	Prof. W. Stein: über ein neues Färbematerial aus China	—	7	5
1854.	Prof. Schubert: über die Stützung und Construction der geraden, insbesondere der schiefen Wölbbögen	—	7	5
1855.	Prof. Dr. Schlömilch: Theorie der Kettenbrückenlinien	—	7	5
1856.	Prof. Dr. Hülse: über Kranken- und Versorgungscassen für die weniger bemittelten Bevölkerungssassen	—	7	5
1857.	Prof. J. B. Schneider: über die von aussen beaufschlagten horizontalen Turbinen	—	7	5
1858.	Prof. Dr. Geinitz: die Leitpflanzen des Rothliegenden und des Zechsteingebirges oder der permischen Formation in Sachsen (mit 2 Tafeln)	—	10	—
1859.	Prof. Dr. Hülse: über die Einrichtung und Berechnung von Knappschafts- und ähnlichen Unterstützungscassen, welche Sicherheit und Nachhaltigkeit gewähren sollen	—	10	—
1860.	Prof. J. B. Schneider: Mittheilungen über die Untersuchungen der Leistungen des Kropfrades in der Schneidemühle des Mühlenbesizers Herrn Hohlfeld zu Schandau, sowie über den Widerstand beim Schneiden des Holzes (mit 4 Tafeln)	—	15	—
1861.	Prof. Nagel: die Messung der Basis für die Triangulirung des erzgebirgischen Kohlenbassins (mit 2 Tafeln)	—	15	—

1862. Prof. W. Stein: über das Pflanzengelb (Phytomelin, Rutinsäure) und einige ihm verwandte Körper	— 7 5
---	-------

Ferner:

Die k. polytechnische Schule (technische Bildungsanstalt) zu Dres- den, während der ersten 25 Jahre ihres Wirkens geschildert von Prof. Dr. Hülse. 1853.	— 15 —
--	--------

Mittheilungen über die k. Baugewerkschule zu Dresden in den ersten 25 Jahren ihres Bestehens, 1837—1862, von Prof. Dr. Hülse. 1862.	— 5 —
---	-------

Einleitung.

2000000000

Einleitung.

Die im Folgenden beschriebenen Versuche über den Kraftbedarf der bei der Streichgarnspinnerei und Tuchfabrikation angewendeten Arbeitsmaschinen bilden in doppelter Beziehung eine Fortsetzung der in den Jahren 1856 und 1857 vom Prof. Böttcher in Chemnitz an Baumwollspinnereimaschinen ausgeführten Kraftmessungen, deren Ergebnisse im Osterprogramm 1858 der k. Gewerbschule in Chemnitz und auszüglich im Polyt. Centralbl. 1859 S. 225 enthalten sind. Es erschien wünschenswerth, auch die so wichtige Wollenindustrie zunächst in einem ihrer Hauptzweige mit einer ähnlichen Untersuchung zu bedenken. Der Verfasser ist mit grosser Freude an die Ausführung einer solchen gegangen, da er in Folge der Munificenz des K. Ministeriums des Innern in der Lage sich befand, ein nach seinen Vorschlägen verbessertes Einschaltedynamometer zu benutzen, das in sehr sorgfältiger Ausführung aus dem Etablissement von Richard Hartmann in Chemnitz hervorgegangen war. Der Entwurf zu demselben *) war seiner Zeit dadurch zu Stande gekommen, dass der Verf. einem grossen Theil der vorerwähnten frühern Versuche seines ehemaligen Lehrers beigewohnt und bei dieser Gelegenheit die Unbequemlichkeiten kennen gelernt hatte, welche die Dynamometer von Batchelder und Wiede noch darboten. Er darf daher die vorliegende Untersuchung als eine erste Probe seines verbesserten Instruments bezeichnen; wenn es gelungen ist, innerhalb eines Monats (September 1863) über 50 Versuchsreihen an ebensoviele in 4 verschiedenen Fabriken zu Grossenhain aufgestellten Maschinen zu vollenden und gegen 300 einzelne Diagramme zu erheben, so wird schon hieraus hervorgehen, dass die Einschaltung und Ingangsetzung dieses Apparats minder aufhältlich ist, als bei den früher angewendeten Dynamometern.

Die Versuche wurden in folgender Art ausgeführt: Nach genauer Einstellung des Dynamometers zwischen Betriebswelle und Arbeitsmaschinen wurden die beiden erforderlichen Treibriemen aufgelegt und so scharf angespannt, dass auch beim grössten von der Arbeitsmaschine zu bewältigenden Widerstand kein merkliches Rutschen der Riemen eintrat, wovon man sich durch einen Vorversuch überzeugte. Um nun zunächst die Betriebskraft zu erfahren, welche für das Dynamometer selbst einschliesslich der Losscheibe der Arbeitsmaschine erforderlich ist, wurde der vom Apparat aus treibende Riemen auf diese Losscheibe gelegt und nach erfolgter Einrückung des von der Betriebs-

*) S. Polytechn. Centralblatt 1857, S. 1; 1861, S. 1.

welle kommenden Riemens auf die Festscheibe des Apparats ein kurzes Diagramm aufgezeichnet, welches, um die Rechnungsarbeiten zu vereinfachen, zur Feststellung der Nulllinie für die folgenden dem Leergang und Arbeitsgang der Arbeitsmaschine entsprechenden Kraftcurven selbst benutzt, daher in der Regel nach jedem einzelnen Versuch, jedenfalls aber am Schlusse aller Versuche aufs Neue erhoben wurde. Die Dauer jedes einzelnen Versuchs für den Leergang oder Arbeitsgang der Maschine selbst betrug in der Regel eine Minute; jedenfalls wurden die Umdrehungszahlen der Dynamometerwellen während so langer Zeit gezählt, wogegen bei der Mehrzahl der Versuche die Aufzeichnung des Diagramms nur während einer halben Minute bewirkt wurde. Soweit es möglich war und von Interesse schien, wurden die Lieferungs- und sonstigen Arbeitsverhältnisse der untersuchten Maschinen bei den einzelnen Versuchen abgeändert. Von jeder geprüften Maschine wurde eine Skizze genommen und man notirte ausserdem mit thunlicher Vollständigkeit alle diejenigen Dimensionen und Details, von denen irgend ein Einfluss auf die Betriebskraft zu erwarten war; man ging hierin noch etwas weiter und fügte auch diejenigen Dimensionen bei, die über den Raumbedarf der verschiedenen Maschinen, die Lage der Betriebsscheiben an denselben Auskunft geben und die bei solcher Gelegenheit mit geringer Mühe zu erlangen waren. Es erschien dem Verf. diese Erweiterung des gesammelten Materials aus dem Grunde für rathsam, weil die Ergebnisse solcher Kraftmessungen selbst wohl vorzugsweise bei der Neuanlage von Fabriken und Erweiterung schon bestehender ihre praktische Verwendung finden dürften, in welchen Fällen die Kenntniss des Raumbedarfs zugleich erwünscht ist. Die gesammten auf eine Maschine und die daran ausgeführte Versuchsreihe bezüglich Daten wurden zu einem Protokoll vereinigt, diesem die erhobenen Diagramme und die Skizze der Maschine beigefügt, und es bildete das so gewonnene umfängliche Material die Quelle für die vorliegenden Mittheilungen.

Bei Ausarbeitung derselben ist eine möglichste Kürze und Uebersichtlichkeit angestrebt worden. Alle diejenigen Ergebnisse, die sich in Tabellenform überhaupt bringen lassen und auf deren Gewinnung es vorzugsweise abgesehen war, sind in der Zusammenstellung A enthalten, die Versuchsreihen selbst sind unter B ausführlich beschrieben, jedoch so, dass alle unnöthigen Wiederholungen vermieden sind. Damit der Leser von der wesentlichen Einrichtung der verschiedenen in Untersuchung genommenen Maschinen möglichst schnell eine richtige Vorstellung erhalte, ist in den Tafeln von der Mehrzahl derselben ein Vertikalschnitt in $\frac{1}{40}$ natürlicher Grösse skizzirt, welcher entweder sämtliche arbeitenden Theile oder doch diejenigen enthält, in deren Form oder Zusammenstellung etwas von Bekanntem Abweichendes enthalten ist. Die wichtigsten Dimensionen dieser Theile befinden sich in Rubrik e der Tabelle A, alle weniger wichtigen, doch aus irgend einem Grunde interessanten in der Beschreibung B. Die auf denselben Tafeln angebrachten Grundrisse der Maschinen enthalten ausser den Betriebsscheiben nur wenig Details und sollen nur den erforderlichen Flächenraum anzeigen.

In der Beschreibung der Versuche B sind die Versuchsergebnisse für jede einzelne Maschine in einer kleinen Tabelle zusammengestellt. Die erste Rubrik derselben enthält die Versuchsnummer, die zweite die aus den Diagrammen

gewonnene mittlere Federspannung in Kilogr. (S), die dritte die beobachtete Umdrehungszahl der Dynamometerwelle pro Minute (u), die vierte die daraus berechnete Umdrehungszahl des wichtigsten arbeitenden Theils der untersuchten Maschine (z. B. des Tambours an den Krempeln, der Spindeln an den Feinspinnmaschinen etc.), die fünfte und sechste die aus S und u berechnete Betriebskraft in Meter-Kilogrammen pro Sekunde (E) und in Pferdestärken, die siebente die auf normale Geschwindigkeit und normale Stillstände reducirte Betriebskraft in Pferdestärken. Die Berechnung von E ist nach der Formel

$$E = \frac{S}{2} \cdot \frac{\pi r u}{60}$$

erfolgt, worin r den Theilrisshalbmesser des zwischen den Differenzialrädern des Apparats befindlichen, auf der einen Dynamometerwelle festen Zahnrads bezeichnet; derselbe hat an dem benutzten Instrument die Grösse von $\frac{1}{10}$ Meter, daher obige Formel durch Einsetzen dieses Werthes übergeht in

$$E = 0,002618 S u \text{ Meterkilogramm.}$$

Durch Division der hiernach gewonnenen Zahlen mit 75 haben sich die Werthe der sechsten Columne ergeben. Die Zahlen der siebenten Rubrik sind, wie schon erwähnt, durch eine doppelte Reduktion gefunden: zunächst sind die aus den Versuchsdaten unmittelbar berechneten Betriebskräfte auf eine bestimmte als normal angenommene Geschwindigkeit der Arbeitsmaschine (Rubrik c der Tabelle A) reducirt worden, wobei wegen der Geringfügigkeit der Abweichungen der bei den einzelnen Versuchen wirklich stattgehabten Geschwindigkeiten von der normalen die Annahme gemacht worden ist, dass die Betriebskraft einer Maschine der Umlaufgeschwindigkeit direkt proportional sei. Die andre Reduktion ist in einer nothwendigen Rücksicht auf die gebräuchliche Verwendung solcher Resultate von Kraftmessungsversuchen ausgeführt worden; wenn man nämlich diese Resultate unmittelbar dazu verwendet, durch entsprechendes Zusammenzählen die für ein ganzes Etablissement erforderliche totale Betriebskraft zu ermitteln, so erhält man unfehlbar eine zu grosse Summe; diese Thatsache, die nicht selten zu Zweifeln über die Zuverlässigkeit solcher Messungen Veranlassung gegeben hat, erklärt sich sogleich, wenn man bedenkt, dass keine einzige der in einer Fabrik arbeitenden Maschinen während der ganzen Arbeitszeit wirklich im Arbeitsgang sich befindet, dass vielmehr bei jeder gewisse als normal anzusehende Stillstände vorkommen, theils wegen der Zuführung der zu bearbeitenden Materialien und Abführung der bearbeiteten, theils wegen des Einölens und verschiedener anderer zur Erhaltung der Betriebstüchtigkeit nothwendiger Arbeiten. Da in einem ganzen Etablissement die Stillstände der einzelnen Maschinen jedenfalls mannigfach abwechseln werden und vielleicht in keinem Augenblick sämtliche Maschinen zugleich sich im Arbeitsgang befinden, so wird man zu einer zutreffenden Summe der erforderlichen Betriebskräfte nur dann gelangen, wenn man für jede untersuchte Maschine den unmittelbar gefundenen Werth in dem Verhältniss reducirt, in welchem die wirkliche Dauer des Arbeitsganges innerhalb einer gewissen (möglichst grossen) Arbeitszeit zu dieser Zeit selbst steht. Dieses Verhältniss ist für jede Maschine theils direkt beobachtet, theils durch Befragen der Fabrikanten, Werkmeister und Arbeiter erkundet worden und in der Rubrik f der Tabelle A in der Art angegeben, dass die dort stehenden Zahlen die durch-

schnittliche Dauer des Arbeitsganges während einer Stunde bezeichnen. Wie gross die Verschiedenheit dieser Zahlen für die einzelnen Classen von Maschinen ist, mag aus folgender Uebersicht hervorgehen:

	Durchschnittlicher Arbeitsgang in einer Stunde:
Wollspühlmaschine	0,75
Centrifuge	0,66
Klettenwolf und Oelwolf	0,80 bis 0,85
Krempel	0,90
Feinspinnmaschine	0,89
Zwirnmaschine	0,85
Webstühle	0,70
Tuchwaschmaschine	0,93
Walken	0,77 bis 0,92
Rauhmaschinen	0,92
Langscheermaschine	0,85
Querscheermaschine	0,50 bis 0,60
Bürstmaschine	0,75.

Es unterliegt keinem Zweifel, dass diese Zahlen noch mit einer erheblichen Unsicherheit behaftet sind; eine ganz sichere Feststellung derselben kann eigentlich nur durch jahrelange Beobachtung der wirklichen Produktionsmengen der Maschinen und Vergleichung mit den theoretischen bei normaler Geschwindigkeit gedacht werden. Wie diese Zahlen zur Ausführung der angedeuteten zweiten Reduktion verwendet worden sind, bedarf nun kaum noch der Auseinandersetzung: Die auf normale Geschwindigkeit reducirten Betriebskräfte mit denselben multiplicirt haben die Zahlen der siebenten Rubrik der in der Beschreibung B enthaltenen Tabellen gegeben.

Jeder mitgetheilten Versuchsreihe folgt in dieser Beschreibung eine kurze Charakterisirung der erhobenen Diagramme, von denen ausserdem die interessantesten ausgewählt und auf Tafel VI bis XI abgedruckt sind. Bei Betrachtung derselben drängt sich sogleich die Bemerkung auf, dass die Form der aufgezeichneten Linien nicht bloss von dem gemessenen Widerstand der Arbeitsmaschinen abhängt, sondern mehr oder weniger auffallend auch von dem Bewegungszustand der Betriebsmaschinen und der Transmissionen; so sind die aufgezeichneten Curven für den Leergang des Dynamometers in dem Falle gerade Linien, wo die Betriebsmaschine eine Turbine ist, während sich bei allen den Maschinen, deren Betrieb durch eine Dampfmaschine erfolgt, in den Diagrammen periodische Schwankungen erkennen lassen, die mit der Spielzahl derselben correspondiren; diese Schwankungen zeigen sich nicht bloss in den Diagrammen des Leergangs, sondern auch gewöhnlich in denen des Arbeitsgangs und zwar in letzteren um so auffallender, je grössere rotirende Massen in der Arbeitsmaschine vorkommen und je schneller diese umlaufen; in diesem Falle treten auch oft noch andere Perioden von einem grösseren Intervall auf, deren Ursprung nicht in allen Fällen sicher gedeutet werden konnte; dieselben scheinen bald mit einer unvollkommenen Wirkungsweise der Regulatoren, bald mit den Spielen der von derselben Transmission getriebenen Feinspinnmaschinen zusammenzuhängen. In jedem Falle ist diese ganze Erscheinung als eine Folge des Trägheitswiderstandes anzusehen, welchen rotirende Massen jeder

ihnen mitgetheilten Geschwindigkeitsänderung entgegensetzen und welcher hier in die Messung der Betriebskräfte durch den dynamometrischen Apparat mit unterläuft. Dieser Gedanke hat dem Verfasser Veranlassung gegeben, durch Vereinigung einer frei beweglichen Schwungmasse mit einem dynamometrischen Apparat und einem Zeichenapparat ein Instrument zu entwerfen, welches zur Untersuchung gegebener veränderlicher Bewegungen geeignet ist; dasselbe wird demnächst in einer besondern Schrift zur Veröffentlichung kommen.

Die verschiedenen Rubriken der Tabelle A sind durch die Ueberschriften unmittelbar verständlich; zur vollen Deutlichkeit ist nur noch folgendes hinzuzufügen. In Rubrik e bezeichnet

D den Durchmesser der Betriebsscheibe der betreffenden Arbeitsmaschine in Millimetern,

b die Breite des Betriebsriemens,

δ die Dicke desselben.

Diese Werthe sind vorzüglich in der Absicht ermittelt worden, um aus ihnen wie aus den Umdrehungszahlen der Triebsscheiben (s. Rubrik c) und den Betriebskräften für den Arbeitsgang (s. Rubrik i) die Grösse der Riemenspannung zu erfahren, welche bei diesen Maschinen eintritt. Wie zu erwarten, bewegt sich diese Spannung bei den verschiedenen Maschinen zwischen sehr weiten Grenzen (hier zwischen 2,1 und 37,4 Kilogr. pro 1 Quadratcentimeter Riemenquerschnitt), da die Auswahl eines Treibriemens namentlich bei Maschinen von geringerem Arbeitswiderstande weit mehr von Zufälligkeiten abhängt, als mit Rücksicht auf die Grösse der eintretenden Spannung getroffen zu werden pflegt. Im Mittel aus 43 berechneten Werthen ergibt sich die faktische Spannung im führenden Riementheil zu 19,2 Kilogr. pro Quadratcentimeter, was sehr nahe mit der Angabe von Morin (20 K.) übereinstimmt, welche auch Reuleaux bei seinen Regeln über die Riemendimensionen zu Grunde legt; Redtenbacher giebt als zulässige Spannung 54 Kil. an und als absolute Festigkeit des Rindsleders 271 Kil.; hiernach würden die bei diesen Versuchen getroffenen Treibriemen im Durchschnitt eine 14fache Sicherheit gegen Zerreißen besitzen.

Die Rubrik h der Tabelle A enthält die Betriebskraft bei normaler Geschwindigkeit für den Leergang, i die für den Arbeitsgang der Maschinen, die Rubrik k den Unterschied beider, l das Verhältniss dieses Unterschieds zu der Betriebskraft beim Arbeitsgang. Diese Zahl kann in ähnlicher Art zur Beurtheilung der Arbeitsmaschinen in kraftökonomischer Hinsicht benutzt werden, wie der Wirkungsgrad bei den Kraftmaschinen; je näher er der 1 kommt, ein desto kleinerer Theil der gesammten erforderlichen Betriebskraft wird durch den Leergang der Maschine allein verzehrt, ein desto grösserer kommt auf die nützliche Arbeit; verschiedene Constructionen derselben Art von Maschinen können aus diesem Gesichtspunkt mit einander verglichen werden; so zeigt sich, dass die Walzenwalken eine günstigere Ausnutzung der Betriebskraft gestatten, als die Kurbelwalken, die Centrifuge mit conischen Friktionsrädern besser ist, als die mit cylindrischen, der Oelwolf besser als der Flügelwolf. Berechnet man aus den durch die verschiedenen Versuchsreihen gewonnenen Werthen die Durchschnitte für die einzelnen Klassen von Maschinen, so ergeben sich für jenes Verhältniss folgende Zahlen:

Centrifugen	0,39
Klettenwölfe	0,17
Flügelwolf	0,29
Oelwölfe	0,54
Reisskrepeln	0,40
Pelzkrepeln	0,36
Vorspinnkrepeln	0,36
Zwirnmaschine	0,13
Tuchwaschmaschinen	0,74
Einfache Walzenwalken	0,91
Walzenwalke v. Wiede-Pressprich	0,73
Doppelte Walzenwalken	0,93
Einfache Kurbelwalke	0,68
Doppelte Kurbelwalke	0,78
Einfache Rauhmachine	0,74
Doppelte Rauhmachine	0,92
Langscheermachine	0,14
Transversalscheermaschinen	0,22
Dampfbürstmaschine	0,64.

In kraftökonomischer Hinsicht nehmen hiernach die Walzenwalken und Rauhmachines den ersten Platz ein, die Zwirnmaschinen und Scheermachines den letzten.

Die vorletzte Rubrik in der Tabelle A enthält die durchschnittliche Betriebskraft bei normaler Geschwindigkeit (s. Rubrik c) und normalen Stillständen (s. Rubrik f) und diese Zahlen sind es daher, welche zur Verwendung zu kommen haben, wenn es sich um Berechnung der totalen Betriebskraft ganzer Fabriken handelt. Für die Transmissionswellen ist alsdann noch ein Zuschlag zu machen. Zur bequemeren Aufstellung von Ueberschlägen ist im Folgenden auf Grund der gefundenen Mittelwerthe, mit Benutzung der Versuche über den Kraftbedarf von Transmissionswellen und unter theilweiser Schätzung dieses Kraftbedarfs, eine Zusammenstellung der Betriebskräfte der sämtlichen Tuchfabrikationsmaschinen entworfen worden, welche für diesen Zweig der Wollenindustrie dasselbe bieten soll, wie die von Redtenbacher in seinen „Resultaten für den Maschinenbau“ für die Baumwollspinnerei angegebene (S. 299, II. Aufl.).

Betriebskraft für die Maschinen einer Tuchfabrik,
mit Einschluss der Transmission.

	Pferdest.
Wollspühlmaschine mit zwei Waschflügeln	0,25
Centrifugalpumpe dazu	0,80
Centrifugaltrockenmaschine	1,00
Klettenwolf	1,75
Flügelwolf	0,70
Oelwolf	1,00
Reisskrepel, Pelzkrepel und Vorspinnkrepel von 1 ^m Breite zusammen	1,75
Eine Streichgarnfeinspindel	0,003

	Pferdest.
Eine Zwirnspindel	0,007
Kettenleim- und Scheermaschine	0,075
Mechanischer Tuchwebstuhl von $2\frac{1}{3}$ Meter Breite	0,13
Tuchwaschmaschine für 2 Stück	0,55
Einfache Walzenwalke mit einem Roulet, für Stoffe	2,25
Einfache Walzenwalke mit drei Roulets, für Tuch, Syst. Lacroix	1,50
Einfache Walzenwalke, System Pressprich-Wiede	2,75
Doppelte Walzenwalke mit einer Oberwalze, für Stoffe	3,25
Doppelte Walzenwalke mit drei Roulets, für Tuch, Syst. Lacroix	2,75
Einfache Kurbelwalke mit 2 Hämmern, System Dobbs	1,60
Doppelte Kurbelwalke mit 2 Hämmern, Syst. Spranger & Schimmel	1,70
Einfache Rauhmachine ohne Breithalter	0,75
Doppelte Rauhmachine, System Gessner	2,75
Ein Walzenpostirapparat dazu	0,45
Ein Excenterpostirapparat	0,90
Langscheermaschine	0,60
Transversalscheermaschine	0,25
Bürstmaschine mit einer Bürstwalze	0,40
Bürstmaschine mit zwei Bürstwalzen	0,90

Wenn es gelungen ist, die vorliegende Untersuchung mit einer gewissen Vollständigkeit und Ausführlichkeit zu Stande zu bringen, so ist diess zunächst eine Folge der grossen Bereitwilligkeit, mit welcher die Herren Fabrikbesitzer Gebrüder Zschille, Fedor Zschille & Co., Gebr. Eckhardt und Anton Zschille in Grossenhain die Durchführung der Versuche in ihren Fabriken gestatteten und auf alle Art förderten; hierfür sei denselben der lebhafteste Dank an dieser Stelle ausgesprochen! Ausserdem muss das Gelingen der ganzen Unternehmung wesentlich dem unermüdlichen Eifer und der Geschicklichkeit der Herren Polytechniker Arndt, Jüngling, Klien und Künzel zugeschrieben werden, die nicht nur bei Aufstellung und Ingangsetzung des Apparats die vielfachen sich entgegenstellenden Schwierigkeiten mit Sicherheit und Gewandtheit zu bewältigen halfen und alle auf die geprüften Maschinen bezüglichen Daten sammelten, sondern auch den grössten Theil der erforderlichen Rechnungen, sowie die Anfertigung fast aller Skizzen besorgten.

A.

Zusammenstellung der Ergebnisse

der in

Grossenhain

angestellten Kraftmessungsversuche.

Fort- laufen- de №	Name der Maschine und Nummer des Versuchs. a.	Name des Erbauers und des Besitzers. b.	Normale Ge- schwindigk. Umdrehg. pro Min. c.	Arbeits- breite. d.	Uebrige Dimensionen und Geschwindigkeiten. e.
1.	Wollspühlma- schine mit zwei Waschflügeln. (33.)	Von A. Zschille in Grossenhain bei Gebr. Eckhardt.	Waschflügel 35	0 ^m ,654	Jeder Flügel hat 4 Rechen à 4 Zinken. Axenlänge der Flügel 654 ^{mm} Durchmesser ders. 920 ^{mm} Zapfendicke der Flügelaxe 40 ^{mm} Tiefe des Eintauchens der Flügel 285 ^{mm} D=480 ^{mm} b=50 ^{mm} δ=4.
2.	Centrifugal- pumpe mit seitlich bedeck- ten Schaufeln. (46.)	Von A. Zschille in Grossenhain, aufgestellt bei Gebr. Eckhardt.	Flügelrad 300	—	Durchmesser des Flügelrads 400 ^{mm} Durchmesser der Saugöff- nungen 142 ^{mm} Breite des Austrittsspalt 12 ^{mm} Zapfendicke 24 und 30 ^{mm} Zahl der Schaufeln 6. D=180 ^{mm} b=90 ^{mm} δ=4.
3.	Centrifuge für Wolle und Tuch. (32.)	Von Jahn & Ahrendt in Des- sau, aufgestellt bei Gebr. Eckhardt.	Kessel 1300 Betriebs- welle 283	—	Durchmesser des Kessels 835 ^{mm} Höhe desselben 420 ^{mm} Zapfendicke oben 40, unten 57 ^{mm} Zapfendicke an der Betriebs- welle 38 ^{mm} Die Maschine vermindert den Wassergehalt einer nas- sen Wolle um 30 % D=180 ^{mm} b=90 ^{mm} δ=4.
4.	Centrifuge für Tuch &c. (6.)	Von A. Zschille in Grossenhain bei Gebr. Zschille.	Kessel 900 Betriebs- welle 263	—	Durchmesser des Kessels 710 ^{mm} Höhe desselben 500 ^{mm} Zapfendicke unten 40, oben 55 ^{mm} D=190 ^{mm} b=60 ^{mm} δ=4.

Durchschn. Arbeitsgang in einer Stunde. f.	Wirkliche Lieferungs- menge in einer Stunde. g.	Betriebskraft bei normaler Geschwindigk. in Pferdestärken.			Verhältniss $\frac{k}{i}$ l.	Durchschn. Betriebskraft mit Rücksicht auf die Stillstände. m.	Bemerkungen. n.
		Bei Leer- gang. h.	Bei Arbeitsgang. i.	Bei letzterem mehr als b. erst. k.			
0,75	60 Kilogr. Gewicht einer Beschickung 20 Kilogr.	—	0,223	—	—	0,167	Die Steigerung der Betriebskraft durch Einschütten der Wolle in das Wasser war nicht deutlich bemerkbar, also $\frac{k}{i}$ nahe = 0.
0,75	31,39 $\square^m$ Wasser 1,025 ^m hoch. Saughöhe 0,415 ^m Druckhöhe 0,610 ^m	0,65	0,77	0,12	0,16	0,58	Die Pumpe liefert das Wasser für zwei Waschmaschinen. Die Nebenarbeit (h) ist nicht beobachtet, sondern berechnet aus Wasserquantum und Hubhöhe.
0,66	120 Kilogr. Wolle oder 4 St. Tuch. Gewicht einer Beschickung 30 Kil. Wolle oder 1 St. Tuch von 30—40 Kil. (nass).	0,93	1,32	0,39	0,29	0,87	Unvollkommene Bewegungsübertragung von der Betriebsaxe auf die Kesselspindel.
0,66	8 Stück Tuch, à 15 K. Trockengewicht. Jede Beschickung besteht aus zwei Stück.	0,56	1,09	0,53	0,49	0,72	Bewegungsübertragung durch conische Frik-tionsscheiben.

Fort- laufen- de №	Name der Maschine und Nummer des Versuchs. a.	Name des Erbauers und des Besitzers. b.	Normale Ge- schwindigk. Umdrehg. pro Min. c.	Arbeits- Breite. d.	Uebrige Dimensionen und Geschwindigkeiten. e.
5.	Klettenwolf. (31.)	Von Houget & Teston in Ver- viers, aufgestellt bei Gebr. Eckhardt.	Zahn- trommel 350 Vorgelegs- welle 198	0,88 ^m	Durch- Umdrehg. messer. pr. Min. Einführwalzen 65^{mm} 11,8 Zahntrommel 476 - 350 Stachelwalze 476 - 118 Klettenwalze 320 - 327 Bürstwalze 200 - 118 Messerw. 160-200 - 944-696 Volant 212 - 508 Siebtrommel 540 - 94,4 Ventilator 476 - 664 D=460^{mm} b=70^{mm} δ=4 (Vorg.)
6.	Klettenwolf. (41.)	Von A. Zschille in Grossenhain bei Gebr. Eckhardt.	Zahn- trommel 400 Vorgelegs- welle 183	0,83 ^m	Durch- Umdrehg. messer. pr. Min. Einführwalzen 45^{mm} 15,1 Zahntrommel 800 - 400 Stachelwalze 390 - 9,4 Klettenwalze 360 - 142 Bürstwalzen 170 - 73 u. 8 Messerwalze 180 - 714 Volant 320 - 824 D=270^{mm} b=100^{mm} δ=5
7.	Klettenwolf. (26.)	Von A. Zschille in Grossenhain bei Fedor Zschille & Co.	Zahn- trommel 500 Vorgelegs- welle 196	0,58 ^m	Durch- Umdrehg. messer. pr. Min. Einführwalzen 40^{mm} 24,2 Zahntrommel 815 - 500 Stachelwalze 285 - 16,8 Klettenwalze 150 - 200 Bürstwalzen 160 - 124 u. 16,8 Messerwalze 160 - 246 Volant 350 - 1125 D=275^{mm} b=68^{mm} δ=5
8.	Flügelwolf. (10.)	Von Pietzsch in Bischofswerda, aufgestellt bei Gebr. Zschille.	Flügel 300	0,42	Länge der Flügeltrommel 1,62^m Durchmesser ders. 1,04^m Zahl der Flügel 4 Durchmesser der Einführ- walzen 50^{mm} Umdrehg. ders. pr. Min. 14,3 D=200 b=70 δ=4

Durchschn. Arbeitsgang in einer Stunde. f.	Wirkliche Lieferungs- menge in einer Stunde. g.	Betriebskraft bei normaler Geschwindigk. in Pferdestärken.			Verhältniss $\frac{k}{i}$ l.	Durchschn. Betriebskraft mit Rücksicht auf die Stillstände. m.	Bemerkungen. n.
		Bei Leer- gang. h.	Bei Arbeitsgang. i.	Bei letzterem mehr als b. erst. k.			
0,80	10 Kilogr. Von dem aufgelegten Vliess wiegt 1 □ ^m 0,111 Kil.	1,75	2,19	0,44	0,20	1,75	Die Maschine ist vor dem Versuch ca. ein halbes Jahr ausser Betrieb gewesen, daher etwas dérangirt.
0,85	11 Kilogr. Von dem vorgelegten Vliess wiegt 1 □ ^m 0,130 Kil.	1,39	1,60	0,21	0,13	1,36	
0,85	17 Kilogr. Von dem vorgelegten Vliess wiegt 1 □ ^m 0,188 Kil.	1,27	1,51	0,24	0,19	1,28	Die Maschine bewirkt eine sehr vollständige Reinigung und Auflockerung der Wolle.
0,85	28 Kilogr. während d. Versuche 12 K. nach dem jährl. Durchschn. 1 □ ^m Vliess 0,570 K.	0,47	0,66	0,19	0,29	0,56	

Fort- laufen- de №	Name der Maschine und Nummer des Versuchs. a.	Name des Erbauers und des Besitzers. b.	Normale Ge- schwindigk. Umdrehg. pro Min. c.	Arbeits- breite. d.	Uebrige Dimensionen und Geschwindigkeiten. e.
9.	Oelwolf, mit starken Zähnen. (11.)	In Grossenhain gebaut und auf- gestellt bei Gebr. Zschille.	Trommel 325	0,625	Länge der Trommel 595 ^{mm} Durchmesser ders. 830 - Durchmesser der Einführ- walze 75 ^{mm} Umdrehungszahl derselben pro Min. 11,9 D=220 b=65 δ=4
10.	Oelwolf, mit schwachen Zähnen. (12.)	Von Richard Hart- mann in Chem- nitz, aufgest. bei Gebr. Zschille.	Trommel 350	0,600	Länge der Trommel 567 ^{mm} Durchmesser ders. 855 - Durchmesser der Einführ- walzen 75 ^{mm} Umdrehungszahl derselben pro Min. 14,8 D=195 b=80 δ=4
11.	Oelwolf. (42.)	Von Th. Wiede in Chemnitz, aufgestellt bei Gebr. Eckhardt.	Trommel 350 Vorgelegs- welle 158	0,935	Länge der Trommel 990 ^{mm} Durchmesser ders. 820 - Durchmesser der Einführ- walze 80 ^{mm} Umdrehungszahl derselben pro Min. 7,35 D=235 b=80 δ=4
12.	Oelwolf. (27.)	Von A. Zschille in Grossenhain, aufgestellt bei Fedor Zschille & Co.	Trommel 600 Vorgelegs- welle 225	0,83	Länge der Trommel 950 ^{mm} Durchmesser ders. 820 - Durchmesser der Einführ- walze 70 ^{mm} Umdrehungszahl derselben pro Min. 24,8 D=265 b=90 δ=5

Durchschn. Arbeitsgang in einer Stunde. f.	Wirkliche Lieferungs- menge in einer Stunde. g.	Betriebskraft bei normaler Geschwindigkeit in Pferdestärken.			Verhältniss $\frac{k}{i}$ l.	Durchschn. Betriebskraft mit Rücksicht auf die Stillstände. m.	Bemerkungen. n.
		Bei Leer- gang. h.	Bei Arbeitsgang. i.	Bei letzterem mehr als b. erst. k.			
0,80	12 Kil. im grossen Durchschn., das Doppelte während der Versuche.	0,18	0,51	0,33	0,65	0,405	
0,80	12 Kil. im grossen Durchschn., das Doppelte während der Versuche.	0,21	0,53	0,32	0,60	0,425	
0,80	35 Kil. trockne Wolle, 44 K. geölte Wolle; Dicke des aufgelegten Vlieses: 1 □ ^m wiegt bez. 0,422 K. u. 0,528 Kil.	0,34	0,56 0,70	0,22 0,36	0,39 0,51	0,45 0,56	Bei trockner Wolle. Bei geölter Wolle und stärkerer Lieferungs- menge.
0,80	Während der Versuche 79 K. bei trockner Wolle, 142 Kil. bei geölter Wolle; Dicke der Aufl.: 1 □ ^m wiegt bez. 0,37 u. 0,65 Kil.	0,95	2,19 1,86	1,24 0,91	0,57 0,49	1,75 1,49	Bei trockner Wolle. Bei geölter Wolle.

Fort- laufen- de №	Name der Maschine und Nummer des Versuchs. a.	Name des Erbauers und des Besitzers. b.	Normale Ge- schwindigk. Umdrehg. pro Min. c.	Arbeits- breite. d.	Uebrige Dimensionen und Geschwindigkeiten. e.
13.	Whipper für Abgänge. (30.)	Von Vetter in Werdau, auf- gestellt bei Gebr. Eckhardt.	Erste Schlagwelle 220. Zweite Schlagwelle 240	0,46	Abstand der beiden Schlag- wellen 345 ^{mm} Länge der Schlagstäbe 300 ^{mm} Durchmesser der Einführ- walzen 60 ^{mm} Umdrehungszahl derselben pro Min. 61 D=150 b=60 δ=4
14.	Reisskrepel mit Klettenwalze. (24.)	Von Richard Hartmann in Chemnitz, bei Fedor Zschille & Co.	Tambour 110	0,90	Durch- Umdrehg. messer. pr. Min. Entrée- oder Speisewalzen 60 ^{mm} 1,31 Tambour 945 - 110 Arbeiter 180 - 10,7 Wender 100 - 372 Peigneur 550 - 5,35 Vliesstrommel 955 - 2,67 D=325 b=65 δ=4
15.	Pelzkrepel. (23.)	Von Richard Hartmann in Chemnitz, bei Fedor Zschille & Co.	Tambour 110	0,90	Durch- Umdrehg. messer. pr. Min. Speisewalzen 50 ^{mm} 1,06 Tambour 945 - 110 Arbeiter 180 - 7,64 Wender 100 - 375 Peigneur 550 - 3,82 Vliesstrommel 955 - 2,25 D=325 b=60 δ=4
16.	Vorspinn- krepel. (25.)	Von Richard Hartmann in Chemnitz, bei Fedor Zschille & Co.	Tambour 100	0,95	Durch- Umdrehg. messer. pr. Min. Speisewalzen 50 ^{mm} 1,45 Tambour 960 - 100 Arbeiter 190 - 9,38 Wender 100 - 316 Peigneur 540 - 3,92 Würfelwalzen 80 - 29,6 Wickelwalze 140 - 15,6 D=325 b=60 δ=4

Durchschn. Arbeitsgang in einer Stunde. f.	Wirkliche Lieferungs- menge in einer Stunde. g.	Betriebskraft bei normaler Geschwindigk. in Pferdestärken.			Verhältniss $\frac{k}{i}$ l.	Durschn. Betriebskraft mit Rücksicht auf die Stillstände. m.	Bemerkungen. n.
		Bei Leer- gang. h.	Bei Arbeitsgang. i.	Bei letzterem mehr als b. erst. k.			
0,60	24 Kil. Gew. einer Beschickg. 2 Kil., deren Bearbeitung 2—3 Min. erfordert.	0,17	0,48	0,31	0,65	0,29	
0,90	5,59 Kil. Dicke der Auflage: 1 □ ^m wiegt 0,47 K.	0,37	0,62	0,25	0,40	0,56	
0,90	4,00 Kil. Dicke der Auflage: 1 □ ^m wiegt 0,50 Kil. Während d. Versuchs die Hälfte.	0,34	0,45	0,11	0,24	0,405	
0,90	5,17 Kil. Dicke der Auflage: 1 □ ^m wiegt 0,44 K.	0,38	0,655	0,275	0,42	0,59	

Fort- laufen- de №	Name der Maschine und Nummer des Versuchs. a.	Name des Erbauers und des Besitzers. b.	Normale Ge- schwindigk. Umdrehg. pro Min. c.	Arbeits- breite. d.	Uebrige Dimensionen und Geschwindigkeiten. e.
17.	Reisskrempel mit Klettenwalze. (35.)	Von Schellenberg in Chemnitz, bei Gebr. Eckhardt.	Tambour 120	1,075	Durch- Umdrehg. messer. pr. Min. Speisewalze 90 mm 1,05 Klettenwalze 170 - 182 Tambour 985 - 120 Arbeiter 185 - 9,25 Wender 108 - 644 Volant 275 - 253 Peigneur 500 - 5,00 Vliesstrommel 800 - 3,04 D=310 b=65 δ=4.
18.	Pelzkrempel. (36.)	Von Schellenberg in Chemnitz, bei Gebr. Eckhardt.	Tambour 120	1,08	Durch- Umdrehg. messer. pr. Min. Speisewalzen 55 mm 0,822 Tambour 985 - 120 Arbeiter 190 - 5,92 Wender 110 - 644 Volant 275 - 545 Peigneur 500 - 5,00 Vliesstrommel 840 - 1,71 D=310 b=70 δ=4.
19.	Vorspinn- krempel. (37.)	Von Schellenberg in Chemnitz, bei Gebr. Eckhardt.	Tambour 100	1,08	Durch- Umdrehg. messer. pr. Min. Speisewalzen 55 mm 0,583 Tambour 985 - 100 Arbeiter 180 - 7,81 Wender 110 - 527 Volant 275 - 446 Peigneure (2) 300 - 4,28 Würgelwalzen 65 - 18,1 Wickelwalzen 130 - 10,6 D=350 b=80 δ=4.
20.	Reisskrempel mit Kletten- und Messerwalze. (38.)	Von Götze & Co. in Chemnitz bei Gebr. Eckhardt.	Tambour 110	1,05	Durch- Umdrehg. messer. pr. Min. Stachelwalzen 47 mm 0,964 Klettenwalze 185 - 55,5 Messerwalze 103 - 681 Tambour 970 - 110 Arbeiter 185 - 7,23 Wender 112 - 358 Volant 260 - 522

Durchschn. Arbeitsgang in einer Stunde. f.	Wirkliche Lieferungs- menge in einer Stunde. g.	Betriebskraft bei normaler Geschwindigk. in Pferdestärken.			Verhältniss $\frac{k}{i}$ l.	Durchschn. Betriebskraft mit Rücksicht auf die Stillstände. m.	Bemerkungen. n.
		Bei Leer- gang. h.	Bei Arbeitsgang. i.	Bei letzterem mehr als b. erst. k.			
0,90	6,90 Kil. Dicke der Auflage: 1□ ^m wiegt 0,40 Kil.	0,30	0,655	0,355	0,54	0,59	Die Krempel ist kurz vor dem Versuch ausgeputzt worden.
0,90	5,08 Kil. Dicke der Auflage: 1□ ^m wiegt 0,61 Kil.	0,215	0,48	0,265	0,55	0,43	Vor dem Versuch ausgeputzt, wie die Reisskrempel.
0,90	5,80 Kil. Dicke der Auflage: 1□ ^m wiegt 1,00 Kil. Während des Versuchs die Hälfte.	0,32	0,51	0,19	0,37	0,46	Vor dem Versuch ausgeputzt, wie die Reisskrempel.
0,90	7,46 Kil. Dicke der Auflage: 1□ ^m wiegt 0,914 Kil.	0,34	0,46	0,16	0,27	0,42	

Fort- laufen- de №	Name der Maschine und Nummer des Versuchs. a.	Name des Erbauers und des Besitzers. b.	Normale Ge- schwindigk. Umdrehg. pro Min. c.	Arbeits- breite. d.	Uebrige Dimensionen und Geschwindigkeiten. e.
					Durch- Umdrehg. messer. pr. Min. Peigneur 530 - 4,82 Vliesstrommel 858 - 2,34 D=320 b=65 δ=4.
21.	Pelzkrempel. (39.)	Von Götze & Co. in Chemnitz, bei Gebr. Eckhardt.	Tambour 110	1,05	Durch- Umdrehg. messer. pr. Min. Speisewalzen 43^{mm} 0,863 Tambour 970 - 110 Arbeiter 185 - 5,18 Wender 112 - 393 Volant 260 - 541 Peigneur 530 - 5,04 Vliesstrommel 855 - 2,45 D=320 b=65 δ=4.
22.	Vorspinn- krempel. (40.)	Von Götze & Co. in Chemnitz, bei Gebr. Eckhardt.	Tambour 100	1,06	Durch- Umdrehg. messer. pr. Min. Speisewalzen 54^{mm} 0,482 Tambour 980 - 100 Arbeiter 180 - 6,39 Wender 110 - 358 Volant 270 - 562 Peigneur (1) 510 - 5,18 Würfelwalzen 55 - 27,4 Wickelwalzen 140 - 15,0 D=310 b=70 δ=4.
23.	Feinspinnma- schine mit 240 Spindeln. (43.)	Von Schellenberg in Chemnitz, bei Gebr. Eckhardt.	Spindeln 2500	Spindel- theilung 47 ^{mm}	Wagenschub 1,90 ^m . Dauer eines Wagenspiels 28,7 Sek. Spindeldicke unten 8, oben 5 ^{mm} , Streckung des Vor- garns 2,71.
24.	Zwirnmaschine von 120 Spindeln. (44.)	Von Theodor Wiede in Chem- nitz, bei Gebr. Eckhardt.	Spindeln u. Flügel 1100 Betriebs- welle 220	Spindel- theilung 82 ^{mm}	Durchmesser der leeren Spuhlen 16 ^{mm} , der vollen 45 ^{mm} , lichte Höhe 80 ^{mm} . Durchmesser der Untercy- linder 35 ^{mm} , Umdrehung derselben pr. Min. 21,4. D=240 b=70 δ=4.

Durchschn. Arbeitsgang in einer Stunde. f.	Wirkliche Lieferungs- menge in einer Stunde. g.	Betriebskraft bei normaler Geschwindigk. in Pferdestärken.			Verhältniss $\frac{k}{i}$ l.	Durchschn. Betriebskraft mit Rücksicht auf die Stillstände. m.	Bemerkungen. n.
		Bei Leer- gang. h.	Bei Arbeitsgang. i.	Bei letzterem mehr als b. erst. k.			
0,90	6,03 Kil. Dicke der Auflage: 1□ ^m wiegt 0,914 Kil.	0,26	0,37	0,11	0,30	0,33	
0,90	8,46 Kil. Dicke der Auflage: 1□ ^m wiegt 1,828 Kil.	0,29	0,42	0,13	0,30	0,37	
0,89	11 $\frac{1}{2}$ Strähn à 773 Ellen sächs. Garn nr. 24 (24 Str. auf 1Ø).	—	0,64	—	—	0,57	
0,85	14382 Met. Zwirn, meist zweifadig.	0,61	0,70	0,09	0,13	0,596	

Fort- laufen- de №	Name der Maschine und Nummer des Versuchs. a.	Name des Erbauers und des Besitzers. b.	Normale Ge- schwindigk. Umdrehg. pro Min. c.	Arbeits- Breite. d.	Uebrige Dimensionen und Geschwindigkeiten. e.
25.	Ketten-Leim- und Scheerma- schine. (18.)	Von A. Zschille in Grossenhain, bei Gebr. Zschille.	Leimwalze 17	0,77	Durchmesser der Leimwalze 155 ^{mm} Durchmesser der Scheer- krane 1,05 ^m Länge derselben 2,79 ^m D=698 b=40 δ=4.
26.	Mechanischer Tuchwebstuhl Schönherr's Pa- tent. (13, 14, 17.)	Von R. Hartmann in Chemnitz, bei Gebr. Zschille.	Schusszahl 40 Triebwelle 120	Blatt- breite 2,40	2400 Kettenfäden; Gewicht des Schützens 2,5 Ø. Breite des Tuchs 2,18 ^m ; freiliegende Kette 870 ^{mm} , 2 Schäfte; Lein- wandbindung durch 2 Schäfte; 52 Schuss pro Zoll. D=500 b=70 δ=3.
27.	Mechanischer Tuchwebstuhl nach amerikani- schem Modell. (16.)	Von A. Zschille in Grossenhain, bei Gebr. Zschille.	Schusszahl 45 Triebwelle 135	Blatt- breite 2,10 — 2,34	3000 Kettenfäden; Gewicht des Schützens 1,73 Ø; Breite des Tuchs 2,03 bis 2,16 ^m ; freiliegende Kette 800 ^{mm} ; Leinwandbindung durch 2 Schäfte; 62 Schuss pro Zoll. D=285 b=60 δ=3.
28.	Mechanischer Tuchwebstuhl, veränderte ameri- kanische Con- struction. (15.)	Von A. Zschille in Grossenhain, bei Gebr. Zschille.	Schusszahl 45 Triebwelle 123	Blatt- breite 2,25	2500 — 3600 Kettenfäden; Gewicht des Schützens 2,53 Ø; Breite des Tuchs 2,10 ^m ; freiliegende Kette 880 ^{mm} ; Leinwandbindung durch 2 Schäfte; 54—70 Schuss pro Zoll. D=255 b=60 δ=3.
29.	Tuchwasch- maschine (4.)	Bei Gebr. Zschille.	Wasch- walzen 40	1,03	Durchmesser der Walzen 530 ^{mm} D=710 b=110 δ=5.

Durchschn. Arbeitsgang in einer Stunde. f.	Wirkliche Lieferungs- menge in einer Stunde. g.	Betriebskraft bei normaler Geschwindigk. in Pferdestärken.			Verhältniss $\frac{k}{i}$ l.	Durschn. Betriebskraft mit Rücksicht auf die Stillstände. m.	Bemerkungen. n.
		Bei Leer- gang. h.	Bei Arbeitsgang. i.	Bei letztem mehr als b. erst. k.			
0,70	Es werden 450 Kettenfäden gleichzeitig geleimt, mit einer Geschwindigk. von 138 ^{mm} per Sek.	—	0,071	—	—	0,05	
0,70	1,35 Ellen s. rohes Tuch	—	0,115	—	—	0,08	
0,70	1,27 Ellen s. rohes Tuch.	—	0,098	—	—	0,07	Die zugehörige Transmissionswelle erfordert pro Stuhl eine Betriebskraft von 0,04 Pferdestärken.
0,70	1,125 bis 1,46 s. Ellen rohes Tuch.	—	0,126	—	—	0,09	Die Betriebswelle erfordert pro Stuhl einen Arbeitsaufwand von 0,04 Pferdestärken.
0,93	2 Stck. Tuch laufen mit 1,11 ^m Geschwindigk. neb. einand.	0,11	0,49	0,38	0,78	0,46	

Fort- laufen- de №	Name der Maschine und Nummer des Versuchs. a.	Name des Erbauers und des Besitzers. b.	Normale Ge- schwindigk. Umdrehg. pro Min. c.	Arbeits- breite. d.	Uebrige Dimensionen und Geschwindigkeiten. e.
30.	Tuchwaschma- schine. (5.)	Bei Gebr. Zschille.	Wasch- walzen 20	1,02	Durchmesser der Walzen 680 ^{mm} D=860. b=90. δ=5.
31.	Einfache Wal- zenwalke für Stoffe. (34.)	Von Orlamünder in Luckenwalde, bei Gebr. Eckhardt.	Tambour 100	0,11	Durchmesser des Tambours, wie des Roulets 434 ^{mm} ; Be- lastung der Walzen 150 ^k ; der Stopfklappe 30 ^k D=470. b=110. δ=5.
32.	Einfache Wal- zenwalke für Tuch, Syst. Lacroix. (3.)	Von R. Hartmann in Chemnitz, bei Gebr. Zschille.	Tambour 45 Triebwelle 90	0,094	Durchmesser des Tambours 690 ^{mm} Durchmesser der Roulets 345 ^{mm} Belastung der Roulets 100, 180 und 180 ^k ; der Stopf- klappen 24 ^k D=550. b=110. δ=5.
33.	Einfache Wal- zenwalke, Syst. Pressprich- Wiede. (29.)	Von Th. Wiede in Chemnitz, bei Fedor Zschille & Co.	Erstes Horizontal- Walzen- paar 110 Trieb- scheibe 171	0,23	Durchmesser der horizon- talen Walzen 230 ^{mm} der vertikalen 215 - der Stopfwalzen 190 - Umdrehungszahl der auf- einanderfolgenden Walzen: 110 99 92 79 74 7,4 (Stopfw.) D=280. b=105. δ=10.

Durchschn. Arbeitsgang in einer Stunde. f.	Wirkliche Lieferungs- menge in einer Stunde. g.	Betriebskraft bei normaler Geschwindigk. in Pferdestärken.			Ver- hältniss $\frac{k}{i}$ l.	Durchschn. Betriebskraft mit Rück- sicht auf die Stillstände. m.	Bemerkungen. n.
		Bei Leer- gang. h.	Bei Ar- beitsgang. i.	Bei letz- tem mehr als b. erst. k.			
0,93	2 Stück Tuch mit einer Ge- schwindig- keit von 0,712 ^m pr. Sek. neben einander laufend.	0,15	0,50	0,35	0,70	0,46	
0,80	Das Tuch läuft mit einer Ge- schwindig- keit von 2,27 ^m pr. Sek. durch die Ma- schine.	0,19	2,54	2,35	0,93	2,03	
0,86	Das Tuch läuft mit 0,54 ^m Ge- schwindig- keit pr. Sek. durch die Maschine.	0,17	1,59	1,42	0,89	1,37	
0,90	Geschwin- digkeit des Tuchs 1,11 ^m pr. Sek.	0,74	2,74	2,00	0,73	2,47	

Fort- laufen- de №	Name der Maschine und Nummer des Versuchs. a.	Name des Erbauers und des Besitzers. b.	Normale Ge- schwindigk. Umdrehg. pro Min. c.	Arbeits- breite. d.	Uebrige Dimensionen und Geschwindigkeiten. e.
34.	Doppelte Wal- zenwalke und Waschmaschine für Stoffe. (45.)	Von Orlamünder in Luckenwalde, bei Gebr. Eckhardt.	Walzen 100	0,25	Durchmesser der Walzen 450 ^{mm} Belastung derselben 170 ^k Belastung der Stopfklappe 20 ^k D=500. b=100. δ =10.
35.	Doppelte Wal- zenwalke, Syst. Lacroix für Tuch. (2.)	Von Rich. Hart- mann in Chem- nitz, bei Gebr. Zschille.	Tambour 45 Trieb- scheibe 90	0,13	Durchmesser des Tambours 690 ^{mm} Durchmesser der Roulets 345 ^{mm} Belastung der Roulets 150, 200 und 250 ^k Belastung des Stopfapparats 80 ^k D=550. b=110. δ =10.
36.	Einfache Kurbel- walkem mit 2 Häm- mern, Syst. Dobbs. (28.)	Aus Aachen, bei Fedor Zschille & Co.	Hubzahl der Hämmer 125	0,53	Länge der Schwingen 2 ^m Hub der Hämmer 150 ^{mm} Breite derselben 260 ^{mm} D=620. b=105. δ =5.
37.	Doppelte Kur- belwalke mit 2 Hämmer. (1.)	Von Spranger & Schimmel in Chemnitz, bei Gebr. Zschille.	Hubzahl der Hämmer 115	0,60	Länge der Schwingen 1,1 ^m Hub der Hämmer 300 ^{mm} Breite derselben 280 ^{mm} D=560. b=100. δ =5.

Durchschn. Arbeitsgang in einer Stunde. f.	Wirkliche Lieferungs- menge in einer Stunde. g.	Betriebskraft bei normaler Geschwindigk. in Pferdestärken.			Verhältniss $\frac{k}{i}$ l.	Durchschn. Betriebskraft mit Rücksicht auf die Stillstände. m.	Bemerkungen. n.
		Bei Leer- gang. h.	Bei Arbeitsgang. i.	Bei letzterem mehr als b. erst. k.			
0,90	2 Stück Tuch neben einander laufen mit 2,35 ^m Geschwindigkeit pr. Sek.	0,30	3,40	3,10	0,91	3,07	
0,77	2 Stück Tuch neben einander laufen mit 1,63 ^m Geschwindigkeit pr. Sek.	0,16	3,26	3,10	0,95	2,51	
0,90	1 Stück Winterstoff wird in 3½ Stunden leicht gewalkt.	0,53	1,64	1,11	0,68	1,48	
0,77	2 Stück Tuch werden gleichzeitig bearbeitet, je eine Stunde vorgewalkt und eine Stunde nachgewalkt.	0,43	1,99	1,56	0,78	1,53	

Fort- laufen- de №	Name der Maschine und Nummer des Versuchs. a.	Name des Erbauers und des Besitzers. b.	Normale Ge- schwindigk. Umdrehg. pro Min. c.	Arbeits- Breite. d.	Uebrige Dimensionen und Geschwindigkeiten. e.
38.	Einfache Rauh- maschine, ohne Breithalter. (7.)	Von Mohl in Berlin, bei Gebr. Zschille.	Trommel 90	1,58	Durchmesser der Rauhtrom- mel 770 ^{mm} Zahl der Kardenstäbe 18 Relative Geschwindigkeit des Tuchs gegen die Karden 3,78 ^m D=550. b=105. δ=5.
39.	Doppelte Rauh- maschine, Syst. Gessner. (51.)	Von A. Zschille in Grossenhain, bei Gebr. Zschille.	Trommeln 100	1,33	Durchmesser der Rauh- trommeln 880 ^{mm} ; jede Trommel hat 18 Kar- denstäbe; relative Ge- schwindigkeit des Tuchs gegen die Karden 4,67 ^m pr. Sek. D=465. b=80. δ=5.
40.	Doppelte Rauh- maschine mit Walzenpostir- apparat. (9.)	Von Gessner in Aue, Postirap- parat von A. Zschille in Grossenhain, bei Gebr. Zschille.	Rauhtrom- meln 100 Postir- walzen 48	1,60	Durchmesser der Trommeln 700 ^{mm} ; jede Trommel hat 17 Kar- denstäbe; Durchmesser der Postirwalzen 335 ^{mm} ; rela- tive Geschwindigkeit des Tuchs gegen die Karden 3,74 ^m pr. Sek. D=490. b=140. δ=5.
41.	Doppelte Rauh- maschine mit Excenterpostir- apparat. (8.)	Von Gessner in Aue, Postirap- parat von A. Zschille in Grossenhain, bei Gebr. Zschille.	Rauhtrom- meln 100 Postir- platten 135,5 Spiele	1,75 ^m	Durchmesser der Trommeln 630 ^{mm} ; jede Trommel hat 15 Stäbe; Länge der Postirplatten 855 ^{mm} ; Höhe 200 ^{mm} ; relative Ge- schwindigkeit zwischen Tuch und Rauhtrommeln 3,39 ^m pr. Sek. D=400. b=140. δ=5.

Durchschn. Arbeitsgang in einer Stunde. f.	Wirkliche Lieferungs- menge in einer Stunde. g.	Betriebskraft bei normaler Geschwindigk. in Pferdestärken.			Verhältniss $\frac{k}{i}$ l.	Durchschn. Betriebskraft mit Rücksicht auf die Stillstände. m.	Bemerkungen. n.
		Bei Leer- gang. h.	Bei Arbeitsgang. i.	Bei letzterem mehr als b. erst. k.			
0,92	Das Tuch läuft mit einer Geschwindigkeit von 0,155 ^m pr. Sek.	0,19	0,73	0,54	0,74	0,67	Bei scharfen Karden.
0,92	Das Tuch läuft mit einer Geschwindigkeit von 0,059 ^m pr. Sek.	0,20	1,38	1,18	0,86	1,27	Bei stumpfen Karden und schwachem Anstrich.
		0,20	4,03	3,83	0,95	3,71	Bei ziemlich scharfen Karden und starkem Anstrich.
0,92	Das Tuch läuft mit einer Geschwindigkeit von 0,077 ^m pr. Sek.	0,11	2,03	1,92	0,94	1,865	ohne } mit } Postirapparat Trommeln ziemlich scharfe Karden, mittl. Anstrich; Postirwalzen scharfe Karden, schwacher Anstrich.
		0,13	2,05	1,92	0,94	1,885	
0,92	Das Tuch läuft mit einer Geschwindigkeit von 0,093 ^m pr. Sek.	0,17	2,45	2,28	0,93	2,25	ohne } mit } Postirapparat Trommeln halbscharfe Karden, mittlerer Anstrich; Postirplatten ganz scharfe Karden, starker Anstrich.
		0,47	3,35	2,88	0,86	3,08	

Fort- laufen- de №	Name der Maschine und Nummer des Versuchs. a.	Name des Erbauers und des Besitzers. b.	Normale Ge- schwindigk. Umdrehg. pro Min. c.	Arbeits- breite. d.	Uebrige Dimensionen und Geschwindigkeiten. e.
42.	Langscheer- maschine. (20.)	Von Thomas in Berlin, bei Gebr. Zschille.	Scheer- cylinder 650 Trieb- scheibe 105	1,57	Durchmesser des Scheer- cylinders 100 ^{mm} ; 12 Messer, jedes von 2 Windungen; relative Geschwindigkeit zwischen Tuch und Scheer- cylinder 3,360 ^m pr. Sek. D=340. b=73. δ=4.
43.	Transversal- scheermaschine. (20.)	Von Mohl in Berlin bei Gebr. Zschille.	Scheer- cylinder 1000 Trieb- scheibe 105	1,15	Durchmesser des Scheer- cylinders 70 ^{mm} ; 4 Messer, von je 2½ Gang; Ge- schwindigkeit der fort- schreitenden Bewegung des Scheercylinders 46,7 ^{mm} pr. Sek.; Breite des Tuchs 1,38 ^m D=330. b=53. δ=3.
44.	Transversal- scheermaschine. (22.)	Von Thomas in Berlin, bei Gebr. Zschille.	Scheer- cylinder 1000 Trieb- scheibe 103	1,16	Durchmesser des Scheer- cylinders 66 ^{mm} ; 6 Messer von je 3 Gängen; Ge- schwindigkeit der fort- schreitenden Bewegung des Scheercylinders 18 ^{mm} pr. Sek.; Breite des Tuchs 1, 4 ^m D=305. b=56. δ=3.
45.	Dampfbürst- maschine mit 2 Bürstwalzen. (19.)	Von Neumann & Esser in Aachen, bei Gebr. Zschille.	Bürst- walze 250 Trieb- scheibe 85	1,70	Durchmesser der Bürst- walzen 350 ^{mm} ; relative Geschwindigkeit zwischen Tuch und Bürstwalzen 4,72 ^m pr. Sek.

Durchschn. Arbeitsgang in einer Stunde. f.	Wirkliche Lieferungs- menge in einer Stunde. g.	Betriebskraft bei normaler Geschwindigk. in Pferdestärken.			Verhältniss $\frac{k}{i}$ l.	Durschschn. Betriebskraft mit Rücksicht auf die Stillstände. m.	Bemerkungen. n.
		Bei Leer- gang. h.	Bei Arbeitsgang. i.	Bei letztem mehr als b. erst. k.			
0,85	Das Tuch läuft mit einer Geschwindigkeit von 40 ^{mm} pr. Sek.	0,52	0,606	0,086	0,14	0,515	
0,50	Ein Schnitt erfordert 29,5 Sek., also circa 60 Schnitt pr. Stunde.	0,16	0,25	0,09	0,36	0,125	Auf dieser Maschine empfängt das Tuch die ersten Schnitte.
0,60	Ein Schnitt dauert 78 Sek., also circa 27 Schnitte pr. Stunde.	0,35	0,38	0,03	0,08	0,23	Auf dieser Maschine empfängt das Tuch die letzten Schnitte.
0,75	Das Tuch läuft mit einer Geschwindigkeit von 135 ^{mm} pr. Sek.	0,37	1,03	0,66	0,64	0,77	

THE UNIVERSITY OF CHICAGO
LIBRARY
CHICAGO, ILL.
1911

THE UNIVERSITY OF CHICAGO
LIBRARY
CHICAGO, ILL.
1911

THE UNIVERSITY OF CHICAGO
LIBRARY
CHICAGO, ILL.
1911

THE UNIVERSITY OF CHICAGO
LIBRARY
CHICAGO, ILL.
1911

THE UNIVERSITY OF CHICAGO
LIBRARY
CHICAGO, ILL.
1911

THE UNIVERSITY OF CHICAGO
LIBRARY
CHICAGO, ILL.
1911

B.

Specielle Beschreibung der Versuche.

Spezielle Beschreibung der Tierwelt

1. Wollspühlmaschine

von Anton Zschille in Grossenhain, bei Gebr. Eckhardt.

Fig. 1 Längsschnitt nach der Mitte, Fig. 2 Grundriss. Zwei Waschflügel a und b, von 654 mm Länge und 920 mm Durchmesser; jeder mit 4 Rechen c_1 c_2 c_3 c_4 , deren Zinken auf 120 mm vom Rande her frei stehen. Bei Versuch I, II und III arbeiten die Flügel in reinem Wasser zu einer Tiefe von 285 mm, welche der normalen Füllung des Bottichs entspricht; vor dem IV. Versuch sind 40 Pfd. geschweisste Wolle eingetragen, welche während der folgenden Versuche darin bleibt; die Dauer des Spühlens beträgt 15—20 Min.

Nummer des Versuchs.	Mittlere Feder- spannung Kilogr.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Waschtrommeln pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sek.	Berechnete Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebs- kraft. ($c=35$, $f=0,75$)
I	139	27	22,5	9,82	0,13	0,15
II	160	36	30	15,08	0,20	0,17
III	163	37	30,8	15,79	0,21	0,18
IV	146	37	30,8	14,14	0,19	0,16
V	150	41	34,2	16,10	0,21	0,16
VI	160	54	45	22,62	0,30	0,18

Berechnet man aus den Endergebnissen der Versuche I—III das Mittel, so ergibt sich die reducirte Betriebskraft zu 0,17 Pferdest., derselbe Werth ergibt sich aber auch aus Versuch IV bis VI, so dass also die durch Einschütten der Wolle in das Spühlwasser herbeigeführte Steigerung der Betriebskraft sich als unmerklich erweist.

2. Centrifugalpumpe

von Anton Zschille in Grossenhain, bei Gebr. Eckhardt.

Flügelrad von 400 mm Durchmesser, bestehend aus 6 gekrümmten Schaufeln, die seitwärts mit zwei stumpf kegelförmigen Ringen zusammengegossen sind; letztere lassen zwischen sich und der Nabe des Flügelrads auf jeder Seite eine ringförmige Eintrittsöffnung für das Wasser von 142 mm äusserem und 55 mm innerem Durchmesser. Das Flügelrad hat am Umfang für den Austritt des Wassers einen Spalt von 12 mm Breite. Durchmesser des Saugrohrs 165 mm, des Druckrohrs 142 mm. Zapfendicke auf der einen Seite 30, auf der andern 24 mm. Die Pumpe liefert das Wasser für 2 Wollspühlmaschinen; die Saughöhe beträgt 0,415 m, die Druckhöhe 0,610 m, Summe 1,025 m. Während der Versuche wurde das Wasser nur in den Bottich der einen der beiden

Spühlmaschinen geliefert, deren horizontaler Querschnitt 4,814 Quadratmeter betrug; in diesen Bottich wurden beim I. Versuch in 3 Minuten 312 mm Wasserhöhe gefördert; die Aufzeichnung der Kraftcurve erfolgte während 0,5 Min. (1 Min. nach Beginn des Versuchs); bei Versuch II betrug die Wasserhöhe in derselben Zeit 340 mm, Schreibapparat während der zweiten Minute eingerückt.

Nummer des Versuchs.	Mittlere Feder- spannung	Umdr. am Dynamometer	Umdr. des Flügelrads	Berechnete Betriebskraft		Reducirte Betriebs- kraft ($c=300, f=0,75$)
	Kilogr.	pro Min.	pro Min.	in Met.-Kil. pro Sek.	in Pferdest.	
I	154,8	135,7	301,2	55,01	0,73	0,55
II	172,6	142,3	315,9	64,29	0,86	0,61

Der Wirkungsgrad dieser Pumpe berechnet sich unter Berücksichtigung der Saug- und Druckhöhe und des gelieferten Wasserquantums zu 15,5 Prozent. Die Diagramme weichen nur wenig von geraden Linien ab.

3. Centrifuge

von Jahn & Ahrendt in Dessau, bei Gebr. Eckhardt.

Fig. 3 Querschnitt, Fig. 4 Grundriss. Die Bewegungsübertragung von der Betriebswelle a auf die Axe b des Kessels erfolgt durch eine Friktions-
scheibe c, auf deren seitlich vorspringendem Kranz die mit Leder armirte
Scheibe d mit dem ganzen Gewicht des Kessels etc. innerlich aufruhrt. Durch-
messer des Kessels 835 mm, Höhe 420 mm, Durchmesser der Kesselspindel oben
am Lager 40 mm, unten 57 mm; Zapfendurchmesser der Betriebswelle 38 mm,
Länge 100 mm.

Bei Versuch I und II geht die Maschine leer, bei III, IV und V sind 29,5 Kil. nasse Wolle eingelegt, aus denen durch den Prozess 8,75 Kil. Wasser entfernt wurden, nachdem dieselbe 9 Min. lang der Wirkung der Maschine ausgesetzt gewesen, und zwar ist Versuch III 4 Min., IV 6 Min. und V 8 Min. nach dem Einlegen der Wolle ausgeführt; für Versuch VI und VII wurde ein Stück nasses Tuch von 36 Kil. Gewicht eingelegt, aus welchem nach einer Einwirkung von 8 Min. Dauer 10 Kil. Wasser entfernt wurden; Versuch VI ist 3 Min., VII 5 Min. nach dem Einlegen angestellt.

Nummer des Versuchs.	Mittlere Feder- spannung.	Umdr. am Dynamometer	Umdr. des Kessels	Berechnete Betriebskraft		Reducirte Betriebs- kraft ($c=1300, f=0,66$)
	Kil.	pro Min.	pro Min.	in Met.-Kil. pro Sek.	in Pferdest.	
I	208,3	122	1247	66,54	0,89	0,61
II	211,1	125	1277	69,09	0,92	0,62
III	312	119	1216	97,20	1,30	0,91
IV	290	124,5	1272	94,52	1,26	0,85
V	285	128	1308	95,50	1,27	0,83
VI	312	124	1267	101,28	1,35	0,91
VII	291	124	1267	94,47	1,26	0,85

Aus den Werthen der letzten Kolumne (namentlich Versuch III bis V) zeigt sich die während Behandlung einer Beschickung eintretende allmälige

Verminderung der Betriebskraft (um 0,08 Pferdest. oder 8,8 Prozent zwischen der 4. und 8. Minute nach dem Einlegen), welche zum Theil Folge des herausgeschleuderten Wassers (verminderte Zapfenreibung), zum Theil des mit wachsender Geschwindigkeit sich vermindernenden Riemenrutschens ist.

Die Diagramme sind sehr regelmässig, lassen in schwachen Wellenlinien die Spielzahl der Betriebsmaschine erkennen.

4. Centrifuge

von Anton Zschille, bei Gebrüder Zschille.

Fig. 5 Vertikalschnitt, Fig. 6 Grundriss. Die Bewegungsübertragung von der Betriebswelle a auf die Kesselspindel b erfolgt durch zwei conische Frik-tionsscheiben c und d. Durchmesser des Kessels 710 mm, Durchmesser der oberen Oeffnung 540 mm, Höhe des Kessels 500 mm, Abstand des Kessels vom Gehäuse 120 mm. Umsetzung von der Betriebswelle auf die Trommelaxe 530 : 155. Bei Versuch I geht die Maschine leer, bei II sind 2 Stück Tuch, deren Trockengewicht 25 Kil. beträgt, eingelegt.

Nummer des Versuchs	Mittlere Feder-spannung Kil.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. des Kessels pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil.	Berechnete Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebs-kraft ($c=900, f=0,66$)
I	130,8	117	842	40,1	0,53	0,37
II	250,5	114	821	74,8	1,00	0,72

5. Klettenwolf

von Houget & Teston in Verviers, bei Gebr. Eckhardt.

Fig. 7 Vertikalschnitt, Fig. 8 Grundriss. a Speisetuch, b geriffelte Einführwalzen, c Zahntrommel, welche mit 7 Schlagschienen und 7 Reihen kurzen daumenartigen Zähnen besetzt ist, d Stachelwalze, e Rost, f Klettenwalze, g Bürstenwalze, h Volant, i k Messerwalzen zum Abschlagen der Kletten, l Siebtrommel, m Messerwalze zum Abschlagen der entkletteten Wolle, n Ventilator, o Vorgelegswelle, auf welche bei den Versuchen die Bewegungsübertragung vom Dynamometer aus erfolgte.

Dieser Wolf ist seit einem halben Jahr nicht im Gang gewesen (angeblich wegen geringer Lieferungs-menge) und erscheint etwas dérangirt; er wird vor den Versuchen möglichst in Stand gesetzt und nach guter Schmierung einige Zeit leer laufen gelassen. Bei Versuch I bis III geht die Maschine leer, bei IV bis VI arbeitet sie bei gewöhnlicher Auflage.

Nummer des Versuchs	Mittlere Feder-spannung Kil.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Zahntrommel pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil.	Berechnete Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebs-kraft ($c=350, f=0,80$)
I	279,8	215	331,1	157,5	2,10	1,78
II	242,1	243	374,2	154,0	2,05	1,53
III	220,7	232	357,3	134,1	1,79	1,40
IV	227,4	204	314,2	121,5	1,62	1,44
V	276,1	216	332,6	156,1	2,08	1,75
VI	276,1	227	349,6	164,1	2,19	1,75

Die ersichtliche Abnahme der Betriebskraft für den Leergang (Vers. I, II, III, um 0,38 Pferdest. oder 21 Proz.) zeigt, dass die so lange Zeit unbenutzt gebliebene Maschine sich noch während der Versuche, unter fortwährender reichlicher Schmierung, mehr und mehr eingelaufen hat; es kann daher für den Leergang nur das Ergebniss von Versuch III (1,40 Pferdest.) benutzt werden. Versuch IV zeigt nur eine geringe Steigerung, weil hier die Zuführung der Wolle erst beginnt, Versuch V und VI dürften den normalen Kraftbedarf der in Arbeit befindlichen Maschine am zuverlässigsten erkennen lassen, daher das übereinstimmende Resultat beider (1,75 Pferdest.) in die Zusammenstellung aufgenommen ist.

Die Kraftcurven zeigen regelmässige Schwankungen der übertragenen Kraft, welche mit der Spielzahl der Betriebsdampfmaschine gut correspondiren, ausserdem einige Unregelmässigkeiten.

6. K l e t t e n w o l f

von Anton Zschille in Grossenhain, bei Gebr. Eckhardt.

Fig. 9 Vertikalschnitt, Fig. 10 Grundriss. a Zuführtuch, b Einführwalzen, die obere geriffelt, die untere glatt, c vier Reihen feststehender Stacheln, d grosse Stachelwalze, e Rost, f kleine Stachelwalze, g Klettenwalze, h untere Bürstwalze, i obere Bürstwalze, k Messerwalze mit 12 Schienen, welche die Kletten abschlagen, l Volant zum Ausbürsten der Wolle, m Betriebswelle. Breite des Lattentuchs 0,83 m, Arbeitsbreite der Walzen 0,96 bis 1,10 m.

Bei Versuch I bis III geht die Maschine leer und zwar bei I ohne den Volant, bei II und III mit demselben, bei IV werden in 5 Minuten 1,07 Kil. bearbeitet, von welcher Zeit die dritte Minute aufgezeichnet wird; ein Versuch, die doppelte Menge in gleicher Zeit zur Bearbeitung in die Maschine einzuführen, misslang in der Art, dass sich die Wolle zwischen der grossen Stachelwalze und dem Rost zu einem Wulst zusammenballte, der zur Ausrückung der Maschine nöthigte.

Nummer des Versuchs	Mittlere Feder- spannung Kil.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. d. grossen Stacheltrommel pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sek.	Berechnete Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebs- kraft (c=400, f=0,85)
I	79,7	114	368,2	23,78	0,32	0,30
II	321,4	118	381,1	99,30	1,32	1,18
III	322,2	120	387,6	101,21	1,35	1,18
IV	371,2	105	339,2	102,05	1,36	1,36

Durch Vergleichung der Ergebnisse von Versuch I und II ergibt sich, dass der Volant, welcher die Wolle aus der Klettenwalze ausbürstet und sie fortschleudert, allein eine Arbeitsgrösse von 0,88 Pferdest. (75 Proz. der ganzen für den Leergang überhaupt erforderlichen Betriebskraft) consumirt, was sich theils durch die grosse Umlaufszahl (824 pro Min.), theils durch den Umstand erklärt, dass der Volant ausser mit Bürsten noch mit querlaufenden radialstehenden Lederstreifen von 50 mm Breite versehen ist, die einen grossen Luft-

widerstand zu überwinden haben. Die Steigerung der Betriebskraft durch Einführung der Wolle beträgt nur 0,18 Pferdest. oder 15,3 Proz.

Die Diagramme zeigen ausser kleinen schwer zu deutenden Unregelmässigkeiten grosse Perioden (namentlich beim Leergang), deren Intervall ungefähr $\frac{1}{4}$ Minute beträgt.

7. Klettenwolf

von A. Zschille in Grossenhain, bei Fedor Zschille & Co.

Einrichtung wie bei 6, s. Fig. 9 und 10. Die Umlaufszahlen der Arbeitswalzen sind an dieser Maschine ungewöhnlich gross (Zahntrommel 500, Volant 1125 etc., s. Tabelle A). Die Auflockerung und Reinigung der klettenhaltigen Wolle erfolgt in sehr befriedigender Art, alle Theile sind gut gestellt.

Bei Versuch I und II geht die Maschine leer, bei III werden in 7 Minuten 2,5 Kil. Wolle bearbeitet; die Aufzeichnung der Kraftcurve erfolgt während dieser ganzen Zeit.

Nummer des Versuchs	Mittlere Feder- spannung Kil.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. d. grossen Stachelwalze pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sek.	in Pferdest.	Reducirte Betriebs- kraft ($c=500, f=0,85$)
I	251,1	144	533,1	94,67	1,26	1,00
II	289,2	144	533,1	109,01	1,45	1,16
III	319,2	144	533,1	120,36	1,60	1,28

Die Diagramme zeigen beim Leergang deutlich die Spielzahl der Betriebsdampfmaschine, beim Arbeitsgang grosse etwas ungleiche Perioden, deren Intervall zwischen 30 und 50 Sekunden beträgt; dass dieselben von einer unregelmässigen Zuführung der Wolle herrühren, ist möglich, doch nicht wahrscheinlich.

8. Flügelwolf

von Pietsch in Bischofswerda, bei Gebr. Zschille.

Fig. 11 ein Querschnitt durch Flügel und Einführapparat, Fig. 12 Grundriss; a Lattentuch von 420 mm Breite, b Riffelwalze, c schraubenförmig gewundene Flügel von 1,62 m Länge, 1,04 m Durchmesser, am Umfang mit Spitzen von 37 mm Länge und 10 mm Dicke an der Basis, d d oscillirende Gegenzähne, e Rost, f Austrittsöffnung für die geflügelte Wolle von 308 mm Breite.

Bei Versuch I und II geht die Maschine leer, bei III und IV wird gewaschene Mittelwolle in der üblichen Menge aufgelegt, bei Versuch V passiren 5,5 Kil. Wolle die Maschine in 10 Minuten; das Diagramm wird während dieser ganzen Zeit aufgezeichnet.

Nummer des Versuchs	Mittlere Feder- spannung Kil.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. des Flügels pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sek.	in Pferdest.	Reducirte Betriebs- kraft ($c=300, f=0,85$)
I	84,8	131	262	29,10	0,39	0,38
II	95,0	133,5	267	33,19	0,44	0,42
III	128,4	132	264	44,38	0,59	0,57
IV	126,4	133	266	44,02	0,59	0,57
V	133,7	131,4	262,8	45,98	0,61	0,55

Die Diagramme lassen beim Leergang wie beim Arbeitsgang die Spielzahl der Betriebsmaschine erkennen, ausserdem schwache Perioden von grosser, aber sehr ungleicher Länge.

9. Oelwolf

bei Gebrüder Zschille.

Fig. 13 Vertikalschnitt, Fig. 14 Grundriss; a Lattentuch, b Zuführwalze mit kurzen Stacheln besetzt, c darunter liegende Mulde, d Trommel mit 20 schraubengangförmig verlaufenden Zahnreihen besetzt; Abstand zweier benachbarter Zähne in einer solchen Reihe 40 mm. Dicke der Zähne an der Basis 8 mm, Länge 40 mm.

Bei Versuch I und II geht die Maschine leer, bei III und IV bearbeitet sie Wolle, welche vorher durch den Flügelwolf gegangen und dann geölt worden ist; mittelstarke Auflage.

Nummer des Versuchs	Mittlere Feder- spannung Kil.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Trommel pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sek.	in Pferdest.	Reducirte Betriebs- kraft ($c=325, f=0,80$)
I	29,1	168	305,5	12,80	0,17	0,15
II	28,3	165	300	12,23	0,16	0,14
III	73,9	166	301,8	32,10	0,43	0,37
IV	89,4	164,5	299,1	38,49	0,51	0,44

Die Diagramme sind sehr unregelmässig; ein Festlaufen zweier Zapfen des Apparats in den Lagern, das beim nächsten Versuch das Auseinandernehmen des Dynamometers nöthig macht, hat wahrscheinlich schon hier begonnen.

10. Oelwolf

bei Gebrüder Zschille.

Einrichtung wie bei Nr. 8 (s. Fig. 13 und 14), nur mit feineren und dichter stehenden Zähnen; dieselben stehen in 12 Feldern, jedes mit 4 steil schraubenförmig querlaufenden Reihen, jede Reihe enthält 22 Zähne; Abstand zweier Zahnreihen 26 mm, Abstand zweier Zähne parallel zur Axe 24 mm; Länge der Zähne 20 mm, Dicke an der Basis 4 mm.

Bei Versuch I und II geht die Maschine leer, bei III und IV bearbeitet sie Wolle, die vorher durch den Flügelwolf gegangen, dann geölt worden ist und hierauf einen Oelwolf mit groben Zähnen passirt hat; gewöhnliche mittelstarke Auflage.

Nummer des Versuchs	Mittlere Feder- spannung Kil.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Trommel pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sek.	in Pferdest.	Reducirte Betriebs- kraft ($c=350, f=0,80$)
I	40,98	171	350,8	18,35	0,24	0,19
II	29,52	172,5	353,8	13,24	0,18	0,14
III	81,88	169,5	347,7	36,34	0,48	0,39
IV	95,85	166	340,5	41,65	0,56	0,46

Die Diagramme lassen die Spielzahl der Dampfmaschine unzweifelhaft erkennen, sind aber übrigens (namentlich bei IV nach vorhergegangenen zu starken Anziehen der Bremse) sehr unregelmässig; bei einem begonnenen fünften Versuch frisst sich die den Brems tragende Welle des Dynamometers in den Lagern fest, so dass dasselbe vollständig auseinandergenommen und gereinigt werden muss; die Lagerzapfen werden auf der Drehbank fein abgeschmirlgelt.

11. Oelwolf

von Theodor Wiede in Chemnitz, bei Gebr. Eckhardt.

Einrichtung wie bei Nr. 9 (s. Fig. 13 und 14); statt der Stachelwalze über der Mulde eine 80 mm dicke Riffelwalze; Länge der Trommelzähne 35 mm, Dicke an der Basis 10 mm, Zahl der Stacheln in einer Querreihe 33, Abstand zweier Querreihen 35 mm; auf dem Umfang des Tambours befinden sich ausser den Stacheln 4 Schlagschienen von 35 mm Höhe, in gleichen Abständen von einander.

Bei Versuch I und II geht die Maschine leer, bei III sind 3,64 Kil. gewaschene, aber noch ungeölte Wolle in 5 Minuten bearbeitet worden, von welcher Zeit die 3. Minute zur Aufzeichnung des Diagramms benutzt wurde, bei IV wurde dieselbe Wolle geölt in 3 Min. durch die Maschine gehen gelassen; Aufzeichnung der Kraftcurve während der 2. Minute.

Nummer des Versuchs	Mittlere Feder- spannung Kil.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. des Tambours pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sek.	in Pferdest.	Reducirte Betriebs- kraft ($c=350, f=0,80$)
I	109,1	85,5	322,3	24,43	0,30	0,29
II	110,7	87	328,0	25,21	0,34	0,25
III	172,9	94,8	357,4	42,91	0,57	0,45
IV	216,6	120	453	68,07	0,91	0,56

Dass der Kraftbedarf bei geölter Wolle grösser ist, als bei ungeölter, und nicht vielmehr, wie man erwarten sollte, kleiner, erklärt sich durch die $1\frac{2}{3}$ mal so starke Auflage.

Die Diagramme zeigen beim Leergang nur schwach, beim Arbeitsgang aber sehr deutlich Perioden, welche mit je einer halben Umdrehung des Einführcylinders correspondiren; es scheint hiernach, als ob die eintretende Wolle von den verschiedenen Stellen des Umfangs der Einführwalze in ungleichem Grade festgehalten würde, was z. B. durch eine etwas elliptische Querschnittsform dieser Walze veranlasst sein könnte; wenn es auch nicht gelang, durch direkte Messung und anderweite Beobachtungen das Vorhandensein einer solchen Beschaffenheit nachzuweisen, so ist doch zu bemerken, dass die Riffeln der Einführwalze sich an mehreren Stellen (durch harte Körper, die aus Fahrlässigkeit mit der Wolle eingelaufen) stark beschädigt zeigten, auch die Walze nicht in Schlitzlagern und mit Belastung, sondern in festen Lagern sich drehte; eine geringe Durchbiegung der Einführwalze muss hiernach bei starker Auflage nothwendig eintreten.

Auf Taf. VII sind die beiden Diagramme für den Arbeitsgang abgedruckt; die Vergrösserung der Betriebskraft gegen Ende des Versuchs mit geölter Wolle ist eine Folge verstärkter Auflage.

12. Oelwolf

von Anton Zschille, bei Fedor Zschille & Co.

Einrichtung wie bei Nr. 9 (s. Fig. 13 und 14); Muldeneinführung, grob geriffelte Einführwalze. Länge der Zähne 32 mm, Durchmesser an der Basis 8 mm; in einer Querreihe stehen 11 Stacheln, Abstand zweier Reihen 23 mm.

Bei Versuch I und IV geht die Maschine leer, bei II wurden 1,5 Kilogr. gefärbte ungeölte Wolle durchgelassen, bei III 1,5 Kil. gefärbte geölte Wolle, wozu im ersten Falle 53 Sek., im zweiten 30 Sek. erforderlich waren.

Nummer des Versuchs	Mittlere Feder- spannung Kil.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Trommel pro Min.	Berechnete Betriebskraft		Reducirte Betriebs- kraft ($c = 600, f = 0,80$)
				in Met.-Kil. pro Sek.	in Pferdest.	
I	179,5	148,5	597,7	69,77	0,93	0,75
II	420,6	145	583,6	159,66	2,13	1,75
III	361,6	147,5	593,7	139,59	1,86	1,49
IV	183,4	148	595,7	71,07	0,95	0,77

Die Diagramme für den Leergang zeigen ausser kleinen Unregelmässigkeiten grosse Perioden von etwa 15 Sek. Dauer; bei den Diagrammen für den Arbeitsgang scheint sich der Einfluss der verschieden starken Auflage vorherrschend auszusprechen.

13. Whipper für Abgänge

von Friedrich Vetter in Werdau, bei Gebr. Eckhardt.

Fig. 15 Vertikalschnitt, Fig. 16 Grundriss; a Lattentuch, b hölzerne Speisewalzen, c eine Reihe feststehender Stäbe, d und e zwei mit schmiedeeisernen

Stäben versehene Wellen, die mit einander und in Gemeinschaft mit den Stäben c die eingeführten Abgänge, namentlich Krempelausputz bearbeiten und unter denen sich ein Rost g g zur Entfernung der Unreinigkeiten, des Sandes, Staubes etc. befindet. Das Gehäuse kann hinten durch eine Klappe f geschlossen werden; die Abgänge werden in Quantitäten von ca. 2 Kil. eingegeben und 2 bis 3 Min. lang bei geschlossener Klappe der Einwirkung der Schlagarme überlassen.

Bei Versuch I und II geht die Maschine leer; bei III und IV wurden 2 Kil. Krempelausputz bei geschlossener Klappe 3 Min. lang bearbeitet, von welcher Zeit die erste Minute zur Aufzeichnung des Diagramms III, die dritte zu IV verwendet wird; der hierbei entstandene Abgang betrug 1,1 Kil. oder 55 Proz.

Nummer des Versuchs	Mittlere Feder- spannung Kil.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der 1. Flügelwelle pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sek.	in Pferdest.	Reducirte Betriebs- kraft ($c=220, f=0,60$)
I	55,0	83,5	223	12,02	0,16	0,095
II	58,6	83	221	12,73	0,17	0,102
III	195,1	79,3	211	40,51	0,54	0,338
IV	137,0	71	189	25,47	0,34	0,237

Die Diagramme lassen ziemlich deutlich die Spielzahl der Betriebsdampfmaschine erkennen.

14. Reisskrempe

von R. Hartmann in Chemnitz, bei Fedor Zschille & Co.

Der Einführungsapparat (s. Fig. 17) besteht aus dem Lattentuch a, einer obern Stachelwölze b und unteren glatten Walze, einer Klettenwalze d mit darunter liegender Schlagwalze e; die übrige Einrichtung ist wie bei der Pelzkrempe, Fig. 18 und 19.

Bei Versuch I und II geht die Krempe leer, bei III und IV arbeitet sie mit gewöhnlicher Auflage.

Nummer des Versuchs	Mittlere Feder- spannung Kil.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. des Tambours pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sek.	in Pferdest.	Reducirte Betriebs- kraft ($c=110, f=0,90$)
I	102,04	106,5	113,6	28,45	0,38	0,35
II	94,26	107,0	114,1	26,40	0,35	0,32
III	170,52	107,0	114,1	47,77	0,64	0,59
IV	154,66	107,0	114,1	43,32	0,58	0,53

Die Diagramme des Leergangs wie des Arbeitsgangs (erstere mehr als letztere) zeigen beträchtliche ziemlich regelmässige Perioden, deren Intervall zwischen 10 und 20 Sekunden beträgt. Auf Taf. VIII sind die Diagramme eines Leergangs und eines Arbeitsgangs abgedruckt.

15. Pelzkrempel

von R. Hartmann in Chemnitz, bei Fedor Zschille & Co.

Fig. 18 Vertikalschnitt, Fig. 19 Grundriss; a Lattentuch, b Stachelwalzen, c₁ bis c₄ Arbeiter und Wender, d Tambour, f Peigneur, g Vliesstrommel.

Versuche I bis III beziehen sich auf den Leergang, IV und V auf den Arbeitsgang bei gewöhnlicher Auflage.

Nummer des Versuchs	Mittlere Feder- spannung Kil.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. des Tambours pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sek.	Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebs- kraft (c=110, f=0,90)
I	96,7	102	108,8	25,82	0,34	0,33
II	87,2	102,5	109,0	23,39	0,31	0,30
III	87,5	102	108,8	23,38	0,31	0,30
IV	120,2	102	108,8	32,10	0,43	0,41
V	116,6	101	107,7	30,84	0,41	0,40

Die Diagramme zeigen mit Ausnahme von II sehr deutliche Perioden, deren Intervall zwischen 10 und 20 Sekunden schwankt. Auf Taf. VIII sind die zu II und V gehörigen Kraftcurven abgedruckt.

16. Vorspinnkrempel

von R. Hartmann in Chemnitz, bei Fedor Zschille & Co.

Fig. 20 Vertikalschnitt, Fig. 21 Grundriss; a Lattentuch, b zwei geriffelte Einführwalzen, d Tambour, c₁ bis c₄ vier Paar Arbeiter und Wender, e Volant, f Wender und Arbeiter mit Querbewegung zur Reinigung des Tambours und Ausgleichung der nicht vom Peigneur aufgenommenen Wolle, g Peigneur, h h zwei Hacker, i i zwei Würfelapparate, k k zwei Wickelwalzen und Spuhlen, jede zu 20 Fäden und einem Randfaden.

Versuch I und II Arbeitsgang bei gewöhnlicher Auflage, III und IV Leergang.

Nummer des Versuchs	Mittlere Feder- spannung Kil.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. des Tambours pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sek.	Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebs- kraft (c=100, f=0,90)
I	189,6	85	90,1	42,18	0,56	0,59
II	190,6	87,5	93,3	43,67	0,58	0,59
III	106,9	89,5	95,5	25,06	0,33	0,33
IV	107,3	89,5	95,5	25,13	0,36	0,35

Die Diagramme sind sehr regelmässig; die geringen vorhandenen Schwankungen correspondiren mit der Spielzahl der Dampfmaschine.

17. Reisskrempel

von Schellenberg in Chemnitz, bei Gebr. Eckhardt.

Fig. 22 Vertikalschnitt; a Lattentuch, b Einführungsmulde mit darüber liegender Stachelwalze c, d Klettenwalze mit abschlagender feststehender Kante,

e₁ bis e₄ vier Arbeiter und Wender, f Tambour, g Volant, h Peigneur, i Hacker, k Vliesstrommel. Die Krempel ist unmittelbar vor dem Versuch ausgeputzt und mit dem Schmirgelleder abgezogen worden.

Versuch I und II beziehen sich auf den Leergang der Maschine, die übrigen auf den Arbeitsgang, und zwar beträgt bei III und IV die Auflage auf eine Lattentuchlänge von 542 mm 16 Loth (altes sächs. Gewicht), bei V und VI 32 Loth; ersteres ist die gewöhnliche Auflage; die Verdoppelung derselben ist nur zu dem Zwecke vorgenommen worden, die dadurch hervorgerufene Steigerung der Betriebskraft zu erfahren.

Nummer des Versuchs	Mittlere Feder- spannung Kil.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. des Tambours pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sek.	in Pferdest.	Reducirte Betriebs- kraft (c=120, f=0,90)
I	96,20	99	127,7	24,93	0,33	0,28
II	88,64	96,5	124,5	22,39	0,30	0,26
III	212,11	103,5	133,5	57,47	0,77	0,62
IV	191,20	98	126,4	49,06	0,65	0,56
V	292,59	100,5	129,6	76,98	1,03	0,86
VI	261,40	97	125,1	66,38	0,89	0,76

Die Krempel braucht also leer 0,27 Pferdest., bei einfacher Auflage 0,59 Pferdest., bei doppelter Auflage 0,81 Pferdest., so dass man die durch Verdoppelung der Auflage hervorgerufene Steigerung der Betriebskraft auf 0,22 Pferdest. oder 37 Proz. annehmen kann.

Die Diagramme sind sehr regelmässig; grosse Perioden nur schwach angedeutet, die kleinen entsprechen der Spielzahl der Dampfmaschine.

18. Pelzkrempel

von Schellenberg in Chemnitz, bei Gebr. Eckhardt.

Der Einführungsapparat (s. Fig. 23) besteht aus zwei Stachelwalzen a, von denen die Wolle theils direkt, theils durch Vermittlung des ersten Wenders b an den Tambour c gelangt; die übrige Einrichtung wie an der Reisskrempel (s. Fig. 22).

Bei Versuch I und II geht die Krempel leer, bei III und IV arbeitet sie mit gewöhnlicher Auflage ($3\frac{3}{4}$ a. sächs. Pfund auf 2,64 m Lattentuchlänge), bei V und VI mit doppelt so starker Auflage.

Nummer des Versuchs	Mittlere Feder- spannung Kil.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. des Tambours pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sek.	in Pferdest.	Reducirte Betriebs- kraft (c=120, f=0,90)
I	66,96	94	121,3	16,49	0,22	0,20
II	64,79	92	118,7	15,61	0,21	0,19
III	142,1	93	120,0	34,60	0,46	0,41
IV	153,5	95	122,6	38,19	0,51	0,45
V	170,4	93	120,0	41,50	0,55	0,50
VI	203,4	97	125,1	61,65	0,69	0,60

Der Kraftbedarf für den Leergang ist sonach 0,195, für den Arbeitsgang bei einfacher Auflage 0,43 Pferdest., bei doppelter Auflage 0,55 Pferdest., die Steigerung der Betriebskraft durch Verdoppelung der Auflage und Lieferungs- menge beträgt also 0,12 Pferdest. oder 28 Proz. Diese Steigerung ist geringer, als bei der Reisskrempe, wie sich bei der regelmässigeren Anordnung der Wollhaare im vorgelegten Pelz erwarten lässt.

Die Diagramme I und II zeigen in schwacher Andeutung regelmässige Perioden von 15 Sek. Dauer, III und IV nur kleine schwer zu deutende Un- regelmässigkeiten, V und VI deutlicher sichtbare Wellen, von denen 34 auf eine Minute kommen (Spielzahl der Dampfmaschine 22).

19. Vorspinnkrempe

von Schellenberg in Chemnitz, bei Gebr. Eckhardt.

Fig. 24 Vertikalschnitt, Fig. 25 Grundriss; a Lattentuch, b zwei Stachel- walzen, von denen der erste Wender c_1 die Wolle empfängt und sie an den Tambour d abgibt, e Volant, ff zwei Peigneure, jeder mit 31 Beschlagstrei- fen von 18 mm Breite bei 20 mm breiten Zwischenräumen, g h zwei Hacker, i i zwei Würfelapparate, k k zwei Wickelwalzen, auf denen zusammen 60 Vor- garnfäden und 2 Randfäden aufgewickelt werden.

Die Krempe ist vor dem Versuch ausgeputzt und mit dem Schleifleder abgezogen worden.

Bei Versuch I und II geht die Krempe leer, bei III und IV ist ein star- ker Pelz vorgelegt, von welchem 2,64 m 3 Pfund (a. sächs. Gewicht) wiegen, bei V und VI ein schwächerer von 2½ Pfund.

Nummer des Versuchs	Mittlere Feder- spannung Kil.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. des Tambours pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sek.	Berechnete Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebskraft (c=100, f=0,90)
I	95,75	93	95,8	22,31	0,31	0,29
II	94,23	96	98,9	23,68	0,31	0,29
III	151,0	97	99,9	38,35	0,51	0,46
IV	153,2	96	98,9	38,50	0,51	0,47
V	147,9	91,5	94,2	35,44	0,47	0,45
VI	146,7	96	98,9	36,86	0,49	0,45

Man kann hiernach sagen, dass eine Steigerung des Produktionsquantums um 20 Proz. die Betriebskraft um 0,015 Pferdest. oder 3⅓ Proz. vergrössert, welche Vergrösserung also bei einer Verdoppelung der Lieferungs- menge 16⅔ Proz. betragen würde; es zeigt sich auch hier wieder, wie eine Ver- grösserung der Auflage um so unmerklicher auf den Kraftbedarf influirt, je weiter die Bearbeitung des Wollpelzes überhaupt vorgeschritten ist.

Die Diagramme zeigen schwache Perioden von 10 bis 20 Sek. Länge, sind übrigens sehr unregelmässig.

20. Reisskrepel

von Götze & Co. in Chemnitz, bei Gebr. Eckhardt.

Fig. 26 Vertikalschnitt, Fig. 27 Grundriss; a Lattentuch, b zwei Stachelwalzen, c Klettenwalze mit abschlagender Messerwalze d; der erste Wender e_1 empfängt die Wolle von der Klettenwalze und übergiebt sie dem Tambour f; g Volant, h Peigneur, i Hacker, k Vliesstrommel.

Bei Versuch I und II arbeitet die Krepel mit gewöhnlicher Auflage, bei III und IV geht sie leer.

Nummer des Versuchs	Mittlere Feder- spannung Kil.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. des Tambours pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sek.	Berechnete Betriebskraft in Pferdest. pro Sek.	Reducirte Betriebs- kraft ($c=110, f=0,90$)
I	153,6	83	103,7	33,38	0,45	0,42
II	148,6	87,5	109,4	34,05	0,45	0,41
III	107,3	86,5	108,1	24,29	0,32	0,29
IV	113,4	91	113,7	27,01	0,36	0,31

Die Diagramme zeigen etwas unregelmässige Perioden mit einem Intervall von 10 bis 20 Sekunden.

21. Pelzkrepel

von Götze & Co. in Chemnitz, bei Gebr. Eckhardt.

Der Einführungsapparat ist in Fig. 28 dargestellt; a das Lattentuch, b zwei Stachelwalzen, von denen die Wolle theils direkt, theils durch Vermittlung des ersten Wenders c an den Tambour d gelangt; die übrige Einrichtung wie bei der Reisskrepel (s. Fig. 26).

Versuch I Leergang, II und III Arbeitsgang bei gewöhnlicher Auflage.

Nummer des Versuchs	Mittlere Feder- spannung Kil.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. des Tambours pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sek.	Berechnete Betriebskraft in Pferdest. pro Sek.	Reducirte Betriebs- kraft ($c=110, f=0,90$)
I	79,8	89	111,2	18,59	0,25	0,23
II	125,4	93	116,2	30,54	0,41	0,35
III	113,3	91	113,7	27,00	0,36	0,31

Die Diagramme zeigen schwache Perioden von ungefähr 15 Sek. Dauer.

22. Vorspinnkrepel

von Götze & Co. in Chemnitz, bei Gebr. Eckhardt.

Der Einführungsapparat besteht wie bei der Pelzkrepel aus Lattentuch und zwei Stachelwalzen; diese übergeben theils direkt, theils durch Vermittlung des ersten Wenders die Wolle an den Tambour; vier Wender und vier

Arbeiter, Volant, ein Peigneur a (s. Fig. 29) mit 50 Beschlagstreifen, zwei Hacker b b, zwei Würgelapparate c c, zwei Wickelwalzen d d, durch welche zusammen 48 Fäden und 2 Randfäden aufgewickelt werden.

Versuch I und II Arbeitsgang bei gewöhnlicher Auflage; Versuche III bis VI Leergang, jedoch mit der Abänderung, dass bei III und IV die ganze Krempel leer läuft, bei V und VI aber die vier Wender, der Volant und die Hacker durch Wegnahme der betreffenden Uebertragungsmechanismen in Stillstand versetzt worden sind.

Nummer des Versuchs	Mittlere Feder- spannung Kil.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. des Tambours pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sek.	in Pferdest.	Reducirte Betriebs- kraft ($c=100$, $f=0,90$)
I	150,0	71,5	92,2	28,08	0,37	0,33
II	170,0	84	108,4	37,38	0,50	0,42
III	103,9	73	94,2	19,87	0,26	0,25
IV	122,0	80	103,2	23,32	0,31	0,27
V	31,84	74	95,5	6,17	0,08	0,07
VI	36,50	78	100,6	7,45	0,10	0,09

Es beträgt hiernach die Betriebskraft für den Tambour, die Arbeiter, den Peigneur und die Wickelwalzen 0,08 Pferdest., für den Leergang der ganzen Krempel 0,26 Pferdest., für den Arbeitsgang 0,38 Pferdest.; es kommt also auf die Wender, den Volant und den Hacker allein eine Betriebskraft von 0,18 Pferdest. oder 69 Proz. der ganzen für den Leergang der Krempel nöthigen Betriebskraft; die Steigerung derselben durch den Eintritt der Wolle beträgt 0,12 Pferdest. oder 46 Proz.

Die Diagramme sind sehr regelmässig, zeigen keine grossen Perioden, nur kleine, etwas ungleiche Schwankungen; auf Taf. VIII sind die Krafteurven für Versuch II und IV abgedruckt.

23. Feinspinnmaschine

von Schellenberg in Chemnitz, bei Gebr. Eckhardt.

Fig. 30 Grundriss, den erforderlichen Raum und die Lage der Betriebs-scheiben zeigend. Es stehen zwei Maschinen von gleicher Spindelzahl und Einrichtung einander gegenüber, deren Anordnung zu ihren Vorgelegswellen aus der Skizze Fig. 31 hervorgeht; es kann vom Dynamometer aus jede der beiden Maschinen einzeln in Gang gesetzt werden, wie auch beide zusammen zu betreiben sind.

Die Maschine A spinnt auf nackten Spindeln, B auf aufgesteckten Blechspuhlen, deren Totalgewicht 8 Pfund beträgt. Spindelzahl 240; Betrieb durch 8 Trommeln, jede für 30 Spindeln; Spindeltheilung 47 mm; Wagenschub 1,90 m; ausgegebenes Vorgarn bei jedem Wagenspiel 0,70 m; davon kommen auf das Einschliessen des Wagens 0,05 m; der Verzug des Vorgarns beim Spinnen beträgt also 2,7. Dicke der Spindeln unten 7 mm, oben 5 mm. Die Maschinen spinnen Garn Nr. 24 (24 Strähn à 773 Ellen sächs. auf ein Pfund s.) und

liefern in 36 Stunden zusammen 800 Strähn. Normale Umdrehungszahl der Spindeln 2500.

Bei Versuch I bewegen sich nur die Vorgelegswellen a und b nebst den 4 auf den Losscheiben liegenden Riemen, bei II und III spinnt die Maschine B, bei IV und V die Maschine A, bei VI laufen die Wellen a und b allein (wie bei I), bei VII sind beide Maschinen in Thätigkeit und zwar sind ihre Spiele um 15 Sek. verrückt.

Nummer des Versuchs	Mittlere Feder- spannung Kil.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Spindeln pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sek.	Berechnete Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebs- kraft (c=2500, f=0,89)
I	75,93	113	2622	22,46	0,30	0,26
II	255,3	107	2482	71,52	0,95	0,85
III	255,3	109	2529	72,86	0,97	0,85
IV	249,9	108,5	2517	70,99	0,95	0,84
V	252,9	110	2552	72,82	0,97	0,84
VI	85,58	119	2761	26,66	0,36	0,29
VII	400,6	98,5	2285	103,3	1,38	1,35

Lässt man zunächst den Versuch VII ausser Berücksichtigung, so ergibt sich aus I und VI die Betriebskraft für die beiden Vorgelegswellen a und b zu 0,275 Pferdestärken, aus II bis V die für die Vorgelegswellen und je eine Maschine zusammen zu 0,845 Pferdest., so dass für eine solche Spinnmaschine allein eine Betriebskraft von $0,845 - 0,275 = 0,57$ Pferdest. zu rechnen ist, bei normaler Geschwindigkeit und unter Berücksichtigung der normalen Stillstände.

Die Diagramme für den Leergang der Vorgelegswellen zeigen die kleinen mit der Spielzahl der Betriebsmaschine correspondirenden Schwankungen, die für den Arbeitsgang je einer Spinnmaschine geben ein lehrreiches Bild von der Massenwirkung des Wagens; auf Taf. VI sind die Curven für zwei auf einander folgende Spiele der Maschine B abgedruckt; die Punkte a und e entsprechen dem Beginn der Wagenausfahrt, d und h der Wageneinfahrt; die rapiden Steigerungen des Widerstandes zwischen a und b, e und f sind durch die Trägheit des ruhenden Wagens hervorgerufen; während des ganzen folgenden Herausspinnens (von b bis c, von f bis g) bleibt der Widerstand fast unveränderlich; es zeigen sich nur die kleinen Unregelmässigkeiten der Umlaufgeschwindigkeit des gangbaren Zeuges; die Einbiegung zwischen d und e (Wageneinfahrt) scheint eine Folge der stossweisen Ingangsetzung des Wagens zu sein.

24. Zwirnmaschine

von Th. Wiede in Chemnitz, bei Gebr. Eckhardt.

Fig. 32 Querschnitt, Fig. 33 Grundriss. Es werden je zwei (verschiedenfarbige) Streichgarnfäden zusammengezwirnt; dieselben passiren ein Messingöhr am Fadenführer a, dann eine mit Tuch beschlagene Walze b, ein feststehendes Messingringel, ein Cylinderwerk c, bestehend aus zwei glatten Unterwalzen und

einer glatten Oberwalze, und gelangen endlich nach dem Waterflügel d mit constanter Umdrehungszahl, passiver Spuhle mit Fadenbremsung.

Bei Versuch I und II geht die Maschine leer, bei III bis VII ist sie in Thätigkeit und zwar bei III bis V auf die leeren Spuhlen, bei VI und VII auf die zu $\frac{1}{4}$ gefüllten Spuhlen ($\frac{1}{2}$ Stunde nach Beginn der Füllung).

Nummer d. Versuchs	Mittl. Feder- spannung	Umdr. am Dynamometer	Umdr. der Spindeln	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil.	Berechnete Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebskraft ($c=1100$, $f=0,85$)
I	136,5	120	1000	42,88	0,57	0,53
II	126,9	129	1075	42,87	0,57	0,50
III	150,2	141	1175	55,45	0,74	0,59
IV	162,5	134,5	1121	57,23	0,76	0,63
V	147,8	136	1133	52,62	0,70	0,58
VI	157,8	127	1058	52,47	0,70	0,62
VII	142,9	138	1150	51,63	0,69	0,56

Eine Steigerung der Betriebskraft während Füllung der Spuhlen ist hier- nach nicht zu bemerken; sie würde es vielleicht sein, wenn der Versuch bis zur gänzlichen Füllung der Spuhlen fortgeführt worden wäre.

Die Diagramme lassen die Unveränderlichkeit des Widerstandes erkennen, zeigen aber kleine Variationen, die mit der Spielzahl der Betriebsdampfmaschine correspondiren. Auf Taf. VII ist das Diagramm des Versuchs II abgedruckt.

25. Ketten-Leim- und Scheermaschine

von A. Zschille in Grossenhain, bei Gebr. Eckhardt.

Fig. 34 und 35 Vertikalschnitt, Fig. 36 bis 39 Grundriss. Das Spuhlenge- stell a enthält 9 Spuhlen mit je 50 Fäden, die in einer Breite von 770 mm durch einen Reihekamm b über eine Führungswalze c durch den Leimtrog d und die Leimwalzen e passiren, hierauf durch den Dampftrockenapparat ff gehen, dann über eine elliptische Walze g durch einen Reihekamm h, und durch einen drit- ten Reihekamm i auf eine Breite von 370 mm reducirt auf die Scheerkrone k auflaufen; hinter dieser steht die Aufbäumvorrichtung, l die Wickelwalze, m ein Kettenbaum. Die Fäden laufen im Trockenapparat zweimal hin und her in einer Länge von zusammen 10 m. Die Scheerkrone hat 1,05 m Durchmesser und 2,79 m Länge.

Die Maschine ist während beider Versuche in gewöhnlicher Thätigkeit; ein eigentlicher Leergang ist nicht ausgeführt worden.

Nummer des Versuchs	Mittlere Feder- spannung	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Leimwalze pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sek.	Berechnete Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebs- kraft ($c=17$, $f=0,70$)
I	69,12	29	16,6	5,21	0,07	0,05
II	62,12	30	17,1	4,88	0,07	0,05

Die Diagramme zeigen regelmässige Perioden von 8—9 Sekunden Dauer; die zu berechnenden Flächengrößen sind Rechtecke von ca. 60 mm Länge und

50 mm Höhe, woraus sich ergibt, dass auch die Feststellung so kleiner Betriebskräfte von $\frac{1}{20}$ Pferdest. mittels des angewendeten Dynamometers noch mit grosser Genauigkeit erfolgen kann.

26. Mechanischer Tuchwebstuhl,

System Schönherr,

von Rich. Hartmann in Chemnitz, bei Gebr. Zschille.

Fig. 40 Vorderansicht, Fig. 41 Grundriss. Ladenbewegung durch elliptische Scheibe und Feder, Hebel und Zugstange, drei Winkelhebel. Schützenbewegung durch Kurbel und Zugstange, vermittelt Aufziehens einer Feder und Auslösung derselben. Schaftbewegung durch Façonscheiben, die auf seitliche zweiarmige Hebel wirken. Walkbaum mit Federspannung, erhält seine Bewegung durch die Fachbildung; das Tuch wird nicht aufgewickelt, sondern durch ein paar Gewichte abgezogen und fällt frei herab. Hanfgeschirre; Zeugringel und Riete von Stahldraht.

Die Versuche werden an zwei übereinstimmend eingerichteten Webstühlen, die wir mit A und B bezeichnen wollen, ausgeführt.

Versuchsreihe A.

Bei Versuch I und II ist der Stuhl in gewöhnlicher Thätigkeit, bei III und IV nur die ganze Schützenbewegung ausgelöst.

Nummer des Versuchs	Mittlere Feder- spannung Kil.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Zahl der Schüsse pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sek.	in Pferdest.	Reducirte Betriebs- kraft (c=40, f=0,70)
I	23,26	128	34,1	7,79	0,10	0,08
II	24,25	128	34,1	8,12	0,11	0,09
III	11,26	127,5	34,0	3,76	0,05	0,04
IV	13,75	129	34,4	4,64	0,06	0,05

Hiernach erfordert die Bewegung der Lade und der Schäfte zusammen 0,045 Pferdest., die des Schützens 0,040, also die des ganzen Stuhls bei 40 Schuss 0,085 Pferdest.; auf die Schützenbewegung allein kommen daher 47 Proz. der totalen Betriebskraft.

Versuchsreihe B.

Bei Versuch I und II, V und VI ist der Stuhl in gewöhnlicher Thätigkeit, bei III und IV ist die Schützenbewegung ausgelöst und die Kette vom Kettenbaum einige Zoll abgewickelt, so dass die Lade nicht an die Waare schlägt, vielmehr frei schwingt.

Nummer des Versuchs	Mittlere Feder- spannung Kil.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Schusszahl pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sek.	in Pferdest.	Reducirte Betriebs- kraft (c=40, f=0,70)
I	19,45	127	33,8	6,47	0,09	0,075
II	21,63	127	33,8	7,19	0,10	0,083
III	13,59	124,5	33,3	4,43	0,06	0,050
IV	9,80	126	33,6	3,23	0,04	0,033
V	20,11	124	33,1	6,53	0,09	0,076
VI	20,79	124	33,1	6,53	0,09	0,076

Aus den Versuchen I, II, V und VI folgt zunächst die Betriebskraft für den ganzen Stuhl 0,078 Pferdest., aus III und IV die für die freischwingende Lade und die Schäfte allein 0,042 Pferdest., wonach für die Schützenbewegung (einschliesslich des Ladenanschlags) 0,036 Pferdest. verbleibt; vergleicht man diesen Werth mit dem durch die Versuchsreihe A für die Schützenbewegung (ohne den Ladenanschlag) gefundenen 0,040, so scheint es unzweifelhaft, dass durch den Anschlag der Lade keine Wirkungsgrösse consumirt, vielmehr eine solche im Betrag von 0,004 Pferdest. erspart wird, was als eine Folge der Trägheitswirkung der Lade und der Elasticität der Waare und Kette wohl erklärlich ist.

Die Diagramme zeigen vorherrschend die den einzelnen Schützenschlägen (Schüssen) entsprechenden Perioden; auf Taf. VII ist ein kleiner Theil (6 Perioden) der Kraftcurve von Versuch B VI abgedruckt.

27. Mechanischer Tuchwebstuhl

nach amerikanischem Modell

von A. Zschille in Grossenhain, bei Gebr. Zschille.

Fig. 42 Grundriss. Die Ladenbewegung erfolgt durch einen Kurbelzapfen, der in einer im Ladenschenkel selbst befindlichen halbkreisförmigen Nut läuft. Hölzerne Schützen durch Schlagscheiben und Schlagfeder getrieben. Schaftbewegung durch Curvenscheiben, zwei Schäfte. Beweglicher Streichbaum, in oscillirenden Hebeln gelagert. Das Tuch wird aufgewickelt, das Sperrzeug vom Schützenschläger aus bewegt.

Es stehen 18 solcher Stühle in einer Reihe und das Dynamometer muss so aufgestellt werden, dass bei sämtlichen Versuchen die gemeinsame Transmissionswelle der Stühle mitläuft; dieselbe ist 39,65 m lang, 42 mm dick, 6mal gekuppelt, 22mal gelagert und trägt 26 Riemenscheiben; von diesen sind 12 von 335 mm, 6 von 400, 3 von 570, je eine von 135, 305, 330, 355 und 470 mm Durchmesser. Bei dem ersten Versuch lief ausserdem eine zweite durch Riemen mit jener verbundene Transmissionswelle mit, welche die Bewegung für gewöhnlich von der Dampfmaschine herbeileitet, deren Länge sich jedoch nicht gut messen lässt.

Durchmesser der Riemenscheibe auf der Hauptwelle, auf welche das Dynamometer treibt, 470 mm; Durchmesser der die Stühle treibenden Scheiben auf der Hauptwelle für die vordersten 12 Stühle 335 mm, für die hintersten 6 400 mm; Durchmesser der Tribscheiben an den ersten 12 Stühlen 285 mm, an den letzten 6 305 mm; Umsetzung von der Tribscheibe auf die Ladenwelle bei den ersten 12 Stühlen $\frac{22}{66}$, bei den letzten 6 $\frac{25}{66}$.

Versuch I Leergang der beiden Transmissionswellen, die Betriebsriemen der Webstühle auf den Losscheiben liegend; bei II läuft nur die Betriebswelle der Stühle, 21 Riemen auf den Losscheiben; bei III sind die vordersten 3 Stühle eingerückt, bei IV die vordersten 6, bei V die vordersten 12, bei VI und VII

alle 18 Stühle; hier zeigte sich ein auffallendes Rutschen des vom Dynamometer nach der Hauptwelle treibenden Riemens. In der nun folgenden Zusammenstellung der Versuchsergebnisse sind die Zahlen der letzten Kolumne nicht wie gewöhnlich auf normale Geschwindigkeit und normale Stillstände, sondern nur auf normale Geschwindigkeit reducirt, aus dem Grunde, weil in allen Werthen die Wirkungsgrösse, welche für die ohne Stillstände laufende Transmissionswelle erforderlich, mit enthalten ist.

Nummer des Versuchs	Mittlere Feder- spannung Kil.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Schusszahl pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sek.	Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebs- kraft (c=45, f=1)
I	252,4	116	{38,7} {47,8}	76,65	1,02	{1,19} {0,96}
II	199,3	114	{38,0} {47,0}	59,49	0,79	{0,94} {0,76}
III	258,4	109,5	36,5	74,08	0,99	1,22
IV	327,0	109	36,3	93,33	1,24	1,54
V	448,0	105	35,0	123,2	1,64	2,11
VI	521,6	99	{33,0} {40,8}	135,2	1,80	{2,46} {1,99}
VII	531,1	106,5	{35,5} {43,9}	148,1	1,97	{2,50} {2,02}

Von den eingeklammerten Werthen bezieht sich der obere auf die ersten 12, der untere auf die letzten 6 Stühle, welche bei den vorhandenen Umsetzungsverhältnissen schneller laufen, als jene; es beträgt nämlich die Umsetzung von der Dynamometerwelle bis zur Ladenwelle bei den vordersten 12 Stühlen $\frac{400}{470} \cdot \frac{335}{285} \cdot \frac{22}{66} = 0,333$, bei den hintersten 6 $\frac{400}{470} \cdot \frac{400}{305} \cdot \frac{25}{66} = 0,412$, so dass, wenn man für alle Stühle dieselbe Schusszahl (45 pro Min.) als normal ansieht und auf diese die Betriebskräfte reducirt, die Nöthigung entsteht, der Transmissionswelle zwei verschiedene Normalgeschwindigkeiten (135 Umdr. p. M. für die vordern, 109 für die hintern Stühle) zuzuschreiben; daher jene Doppelwerthe. Schliesst man die Ergebnisse der Versuche VI und VII wegen des bei diesen in auffallendem Masse eingetretenen Riemenrutschens bei der Herleitung von Mittelwerthen aus, so ergibt sich als Betriebskraft

für die untere Transmissionswelle

bei 109 Umdr. der obern 0,20 Pferdest.

„ 135 „ „ „ 0,35 „

für die obere Transmissionswelle (Betriebswelle für 21 Stühle, deren Riemen auf den Losscheiben)

bei 109 Umdrehungen 0,76 Pferdest.

„ 135 „ „ 0,94 „

für die vordersten 3 Stühle

1,22 — 0,94 = 0,28 Pferdest. (im Mittel für einen 0,093)

für die vordersten 6 Stühle

1,54 — 0,94 = 0,60 Pferdest. (im Mittel für einen 0,100)

für die vordersten 12 Stühle

2,11 — 0,94 = 1,17 Pferdest. (im Mittel für einen 0,098)

Als durchschnittliche Betriebskraft für einen der vordern 12 Stühle berechnet sich unter Berücksichtigung aller drei Versuche 0,098 Pferdest. oder mit Rücksicht auf normale Stillstände 0,069 Pferdest.

Die Diagramme zeigen kleine zusammengesetzte Perioden, die aus dem gesetzlosen Zusammenwirken der veränderlichen Umlaufgeschwindigkeit der Transmission mit dem veränderlichen Widerstand der einzelnen Stühle zu erklären sind. Auf Taf. X befindet sich das Diagramm von Versuch V ($\frac{1}{2}$ Minute).

28. Mechanischer Tuchwebstuhl,

veränderte amerikanische Construction,

von A. Zschille in Grossenhain, bei Gebr. Zschille.

Fig. 43 Grundriss. 11 Stühle in einer Reihe, auf deren Betriebswelle das Dynamometer treibt. Die Ladenbewegung erfolgt bei den ersten 8 Stühlen von einem mit Rolle versehenen Kurbelzapfen aus, welcher in einem halbkreisförmigen Schlitz einer an der Lade direkt angeschraubten Stelze arbeitet; bei den letzten 3 durch Nutenscheiben, in denen eine an der Lade angebolzte Rolle läuft. Geschirrbewegung ohne Federn, Façonscheiben mit Gegenzug; 2 Schäfte, Zeugringel und Riete von Stahldraht. Eiserne Schützen; Bewegung derselben durch Schlägerschnecken mit Schlägerfeder (altes System der ehem. sächs. Maschinenbaucompagnie in Chemnitz). Garnbaum mit zwei Bremsen; beweglicher Streichbaum, in Hebeln aufgelagert, die durch unrunde Scheiben in schwingende Bewegung versetzt werden.

Bei sämtlichen Versuchen läuft die Betriebswelle mit; dieselbe ist 31,03 m lang, wovon 5 m eine Dicke von 62 mm, 26 m eine Dicke von 42 mm haben; sie ist 5mal gekuppelt, 16mal gelagert und trägt 15 Riemenscheiben; von diesen sind 12 zu 305 mm, 2 zu 475 mm, eine zu 800 mm Durchmesser *).

Bei Versuch I, II und XI Leergang der Transmissionswelle mit 12 Riemen auf 12 Losscheiben; bei Versuch X sind diese Riemen ganz herabgeworfen. Bei Versuch III ist der 1. Stuhl, bei IV der 1. und 2., bei V der 1. bis 3., bei VI der 1. bis 4., bei VII der 1. bis 5. Stuhl, bei VIII und IX alle 11 Stühle im Gang.

Die in der letzten Kolumne der nun folgenden Zusammenstellung enthaltenen Werthe sind auch hier wie bei der vorigen Versuchsreihe die auf normale Geschwindigkeit und noch nicht auf normale Stillstände reducirten Betriebskräfte.

*) Durchmesser der vom Dynamometer aus getriebenen Scheibe auf der Betriebswelle 475 mm; Durchmesser der auf der Hauptwelle sitzenden Scheiben, welche die Stühle treiben, 305 mm; Durchmesser der Triebsscheiben an den Stühlen 255 mm; Umsetzung von der Triebsscheibe nach der Ladenwelle $\frac{22}{60}$.

Nummer des Versuchs	Mittlere Feder- spannung Kil.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Schusszahl pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sek.	in Pferdest.	Reducirte Betriebs- kraft (c=45, f=1)
I	128,0	106,5	(40,3)	35,68	0,47	0,52
II	118,0	106,5	(40,3)	32,89	0,44	0,49
III	139,2	105	38,7	38,28	0,51	0,59
IV	183,2	104	38,4	49,89	0,66	0,77
V	198,5	104	38,4	54,05	0,72	0,84
VI	234,6	102	37,6	62,55	0,83	0,99
VII	274,8	99	36,5	71,22	0,95	1,17
VIII	436,0	95	35,1	108,43	1,45	1,86
IX	443,4	93	34,3	107,95	1,44	1,88
X	39,11	105,5	(38,9)	10,80	0,14	0,16
XI	108,1	104	(38,4)	29,42	0,39	0,46

Es erfordert hiernach an Betriebskraft

die Transmissionswelle allein	0,16	Pferdest.
die Transmissionswelle mit 12 auf d. Los- scheiben liegenden Riemen (I, II u. XI)	0,49	„
der 1. Stuhl allein (III)	0,10	„
der 1. und 2. Stuhl (IV)	0,28	„
der 1., 2. und 3. Stuhl (V)	0,35	„
der 1. bis 4. Stuhl (VI)	0,50	„
der 1. bis 5. Stuhl (VII)	0,68	„
alle 11 Stühle zusammen (VIII und IX)	1,38	„

Wenn man allen Versuchen gleiches Gewicht beilegt, so berechnet sich die durchschnittliche Betriebskraft für einen solchen Stuhl zu 0,126 Pferdest. und mit Rücksicht auf die normalen Stillstände (30 Proz.) zu $0,70 \times 0,126 = 0,088$ Pferdest. Diese Betriebskraft ist um 0,019 Pferdest. oder 27,5 Proz. grösser, als die durch die vorhergehende Versuchsreihe für die ganz ähnlich gebauten amerikanischen Stühle, was seinen Grund wohl zumeist in dem Umstande finden mag, dass dort leichtere hölzerne Schützen (von 0,865 Kil. Gewicht), hier schwere eiserne Schützen (von 1,265 Kil.) Verwendung finden.

Die Diagramme der Hauptversuche zeigen wie die der vorhergehenden Versuchsreihe sehr verwickelte Perioden, die für den Leergang der Transmissionswelle lassen sehr scharf die Spielzahl der Dampfmaschine erkennen und zeigen ausserdem, wie grossen Schwankungen überhaupt die Umlaufgeschwindigkeit einer Wellenleitung ausgesetzt ist, wenn wie hier die Betriebsmaschine ein sehr kleines Schwungrad besitzt. Auf Taf. IX sind die Diagramme für Versuch I und II, X und XI abgedruckt. Die Verbindung des Dynamometers mit der schweren Transmissionswelle erscheint hier als ein in sehr grossem Massstab ausgeführtes „Massendynamometer“ und es geben die vorliegenden Curven einen hübschen Beleg für die Vorzüglichkeit eines nach gleichen Prinzipien construirten Instruments zur Untersuchung variabler Bewegungen.

29. Tuchwaschmaschine,

aufgestellt bei Gebr. Zschille.

Fig. 44 Vertikalschnitt, Fig. 45 Grundriss. Zwei Stück Tuch, jedes an den Enden zusammengenäht, laufen nebeneinander zwischen den hölzernen Waschwalzen aa von 1,03 m Länge und 0,53 m Durchmesser, von denen die untere festgelagert ist und mittels eines Treibriemens eine direkte Drehbewegung empfängt; die obere liegt mit ihren Drehzapfen in einem Rahmen b, der um eine horizontale Axe c drehbar ist und mittels eines Hebels d und des Handgriffs e aufgehoben werden kann; diese obere Walze wird durch die Reibung des Tuchs mitgenommen; f eine gerippte, gh zwei glatte Leitwalzen; i Wasserzuleitungsrohr, aus welchem während der Arbeit durch mehrere verschliessbare Oeffnungen fortdauernd reines Wasser zufliesst; k Waschtrog zur Netzung der Unterwalze; l grosser hölzerner Trog zur Aufnahme des herabhängenden Tuches; m Betriebsscheiben.

Versuch I und II Leergang bei aufgehobener und niedergelassener Oberwalze, III und IV Arbeitsgang, bei welchem zwei Stück fertig gewalktes Tuch von je 30 Pfund Gewicht eingelegt sind.

Nummer des Versuchs	Mittlere Feder- spannung Kil.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Waschwalzen pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sek.	Berechnete Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebs- kraft (c=40, f=0,93)
I	38,38	62	34,9	6,23	0,08	0,08
II	56,89	59	33,2	8,79	0,12	0,13
III	195,5	58	32,7	29,74	0,40	0,46
IV	198,3	57	32,1	29,58	0,39	0,45

Die Diagramme zeigen beim Leergang ungewöhnlich grosse Schwankungen, welche der Spielzahl der Betriebsmaschine genau entsprechen, wenn die obere Waschwalze aufgehoben ist (I), dagegen mit der Umdrehungszahl der letztern Uebereinstimmung verrathen, wenn diese niedergelassen ist und mitläuft; die Curven für den Arbeitsgang weisen grosse etwas ungleiche Perioden von 2,5 Sek. Dauer auf, welche ihrer Zahl nach mit den Umdrehungen der sehr unrunder oberen Waschwalze zu correspondiren scheinen. Auf Tafel X sind die Curven der Versuche II und III abgedruckt.

30. Tuchwaschmaschine

bei Gebr. Zschille.

Einrichtung wie bei 29 (s. Fig. 44 und 45). Länge der Walzen 1,02 m, Durchmesser 0,680 m; Zapfenstärke 40 mm; lichte Weite des Waschraums 1,28 m.

Versuch I Leergang, II und III Arbeitsgang, wobei zwei Stück fertig gewalktes Tuch von je 30 Pfund Gewicht eingelegt sind.

Nummer des Versuchs	Mittlere Feder- spannung Kil.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Waschwalze pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sek.	in Pferdest.	Reducirte Betriebs- kraft ($c=20, f=0,93$)
I	102,3	39	18,1	10,44	0,14	0,14
II	296,4	40,5	18,8	31,42	0,42	0,41
III	370,2	41,5	19,3	40,21	0,54	0,52

Die Diagramme zeigen 17 bis 19 grosse Perioden pro Minute, also eine Veränderlichkeit des Widerstands, die mit der Umdrehungszahl der Oberwalze in Zusammenhang zu stehen scheint.

31. Einfache Walzenwalke

für Stoffe

von Orlamünder in Luckenwalde, bei Gebr. Eckhardt.

Fig. 46 Vertikalschnitt, Fig. 47 Grundriss. Eine Walzenwalke von der denkbar einfachsten Anordnung; ein Tambour a mit einem einzigen gleich grossen Roulett b; sehr einfacher Stopfapparat, bestehend aus einem oben offenen Kasten c mit beweglichem und durch Gewichtshebel e belasteten Deckel d; f Belastungshebel des Rouletts, g Eintrittskanal des Tuchs, h Leitwalze, i Querbrett mit elliptischer Durchgangsöffnung für das Tuch.

Versuch I und II Leergang der Walke, III bis VI Arbeitsgang, wobei ein Stück noch ungewalkte schwere Winterwaare von 54 Pfund Gewicht eingelegt ist; bei Versuch III und IV ist der Stopfapparat unbelastet, bei V und VI mit 30 Kil. belastet.

Nummer des Versuchs	Mittlere Feder- spannung Kil.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. des Tambours pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sek.	in Pferdest.	Reducirte Betriebs- kraft ($c=100, f=0,80$)
I	48,61	126	107,2	16,03	0,21	0,16
II	45,83	123,5	105,1	14,82	0,20	0,15
III	498,5	126	107,2	164,5	2,19	1,64
IV	487,8	125	106,4	159,6	2,13	1,60
V	625,6	124	105,5	203,1	2,71	2,05
VI	611,3	122	103,8	195,3	2,60	2,00

Diese Walke braucht also leer 0,155 Pferdest., beim Arbeitsgang mit unbelastetem Stopfapparat 1,62 Pferdest., bei belastetem Stopfapparat 2,03 Pferdest.

Die Diagramme I und II (Leergang) zeigen die der Spielzahl der Betriebsmaschine entsprechenden Schwankungen, III und IV schwächere und unregelmässigere Perioden, V und VI dagegen sehr regelmässige durch den Stopfapparat herbeigeführte Perioden, von denen 17 bis 18 auf die Minute kommen; man kann hiernach sagen, es gehören zu jeder Stopfung des Tuchs im Stopfapparat 5 bis 6 Umdrehungen des Tambours. Auf Taf. X ist das Diagramm VI abgedruckt.

32. Einfache Walzenwalke für Tuch,

System Lacroix,

von R. Hartmann in Chemnitz, bei Gebr. Zschille.

Fig. 48 Vertikalschnitt, Fig. 49 Grundriss. Ein Tambour a mit drei kleineren Rouletts b, die durch Gewichtshebel c belastet sind; d Stopfapparat mit seitlichen Backen; e Zutrittskanal.

Versuch I und II Leergang, III und IV Arbeitsgang; bei III befindet sich ein fast fertig gewalktes Stück Tuch in der Maschine, starke Belastung des Stopfapparats (6 Gewichtsscheiben, jeder der beiden Seitenbacken erfährt einen Druck von 24 Kil.); bei IV wird ein vom Webstuhl gekommenes und nur erst gewaschenes Stück Tuch zum erstenmal gewalkt, schwache Belastung des Stopfapparats (1 Gewichtsscheibe, 4 Kil. Druck auf jeden Seitenbacken).

Nummer des Versuchs	Mittlere Feder- spannung Kil.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. des Tambours pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sek.	Berechnete Betriebskraft in Pferdest. pro Sek.	Reducirte Betriebs- kraft (c=45, f=0,86)
I	39,28	121	44,0	12,44	0,17	0,15
II	38,00	118	42,9	11,74	0,16	0,15
III	369,5	113	41,1	109,30	1,46	1,37
IV	312,0	117	42,5	95,57	1,16	1,16

Die Diagramme, besonders die des Leergangs, zeigen sehr deutliche Perioden, deren Länge mit der Dauer einer Umdrehung des Tambours übereinstimmt; die Zahnräder, welche die Bewegung von der Betriebswelle auf den Tambour übertragen, befinden sich in Folge starker Abnutzung in sehr unvollkommenem Zustand und scheinen jene Perioden zu veranlassen. Auf Taf. VI sind die Diagramme der Versuche I und III abgedruckt.

33. Einfache Walzenwalke,

System Pressprich-Wiede,

von Theodor Wiede in Chemnitz, bei Fedor Zschille & Co.

Fig. 50 Vertikalschnitt, Fig. 51 Grundriss. Das Tuch tritt durch eine Oeffnung a herauf, passirt ein horizontales Walzenpaar b, ein vertikales c, ein horizontales d, ein vertikales e, ein horizontales f, und endlich einen Stopfapparat g, der aus vier theils durch Gewichte, theils durch Federkraft gegen einander gedrückten schmäleren Walzen besteht; die Dimensionen und Umdrehungszahlen sämtlicher Walzen sind in der Haupttabelle enthalten.

Bei Versuch I und II geht die Maschine leer, bei III bis V wird ein noch ungewalktes Stück Satin von 50 Pfund Gewicht gewalkt, Versuch III bei unbelastetem Stopfapparat, IV und V belasteter Stopfapparat.

Nummer des Versuchs	Mittlere Feder- spannung. Kil.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. des 1. horizont. Walzenpaars pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sek.	Berechnete Betriebskraft in Pferdest.	Reduc. Betriebs- kraft ($c=110, f=0,90$)
I	162,0	140	119,4	59,38	0,79	0,66
II	165,6	128	109,2	55,50	0,74	0,67
III	545,8	134	114,3	114,3	2,56	2,22
IV	619,3	115	98,1	98,10	2,49	2,51
V	599,3	128,5	109,6	109,6	2,69	2,43

Bezüglich der Leistungsfähigkeit dieser Walke äusserten sich die mit deren Bedienung betrauten Arbeiter dahin, dass sie in $\frac{2}{3}$ bis $\frac{1}{2}$ der Zeit, welche bei einer Walzenwalke System Lacroix erforderlich ist, ein Stück Tuch fertig walkt; die Betriebskraft der Lacroix'schen Walke beträgt 1,37 Pferdest., also 55 Proz. von der Pressprich'schen, so dass Betriebskraft und Leistungsfähigkeit ungefähr in gleichem Verhältnisse stehen.

Aus den Diagrammen ergibt sich die Unveränderlichkeit des Widerstandes an sich; die beim Leergang wie beim Arbeitsgang auftretenden Perioden correspondiren mit der Spielzahl der Dampfmaschine und sind eine Folge der Gegenwirkung der an der Maschine vorhandenen rotirenden Massen.

34. Doppelte Walzenwalke und Waschmaschine

für Stoffe

von Orlamünder in Luckenwalde, bei Gebr. Eckhardt.

Fig. 52 Vertikalschnitt, Fig. 53 Grundriss. Die Maschine steht ihrer ganzen Einrichtung nach zwischen der gewöhnlichen Tuchwaschmaschine und der gewöhnlichen Walzenwalke; das Tuch passirt wie bei jener zwei gleich dicke Holzwalzen a b ohne Ränder und kann hierauf wie bei dieser der Einwirkung eines Klappen-Stopfapparats c unterworfen werden; sie eignet sich zum leichten Walken der sogenannten Stoffe (Walkdauer 4—5 Stunden) und zum Auswaschen.

Bei Maschine I und II geht die Maschine leer, bei III bis V wird ein Stück rohes Tuch (fein carrirtes sogen. „englisches Tuch“, 61 Pfund schwer, $45\frac{1}{2}$ Ellen lang, 64 Zoll breit) gewalkt und zwar bei III ohne Stopfapparat, bei IV und V mit demselben. Die gleichzeitige Bearbeitung von zwei Stück Tuch konnte wegen Mangels eines zweiten Stücks nicht ausgeführt werden.

Nummer des Versuchs.	Mittlere Feder- spannung Kil.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Walzen pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sek.	Berechnete Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebs- kraft. ($c=100, f=0,90$)
I	58,0	118	89,6	17,92	0,24	0,24
II	76,4	127	101,6	25,40	0,34	0,30
III	315,2	124	99,2	102,3	1,36	1,23
IV	421,6	112	89,6	123,6	1,65	1,66
V	427,4	123	98,4	137,6	1,84	1,68

Die Walke braucht hiernach bei normaler Geschwindigkeit und normalen Stillständen leer 0,27 Pferdest., beim Walken eines Stückes Tuch ohne Mithilfe des Stopfapparats 1,23 Pferdest. (Zunahme 0,96 Pferdest.), mit Benutzung des Stopfapparats 1,67 Pferdest. (Zunahme 1,40 Pferdest.). Nimmt man an, dass die Betriebskraft durch Einlegen eines zweiten Stückes Tuch um gleiche Beträge wie durch das erste gesteigert wird, so berechnet sich die volle Betriebskraft beim gleichzeitigen Walken von zwei Stück Tuch zu 2,19 Pferdest. ohne Benutzung der Stopfapparate, zu 3,07 Pferdest. mit Benutzung der Stopfapparate.

Die Diagramme des Leergangs zeigen Perioden, die mit den Umdrehungen der Betriebsmaschine zusammenstimmen; beim Arbeitsgang zeigen sich diese Perioden in schwächerem Betrage und minder regelmässig.

35. Doppelte Walzenwalke für Tuch,

System Lacroix,

von R. Hartmann in Chemnitz, bei Gebr. Zschille.

Allgemeine Einrichtung wie bei Nr. 32 (s. Fig. 48 und 49); Tambour und Roulett sind von grösserer Breite, so dass zwei Stück Tuch nebeneinander laufen können.

Versuch III Leergang, die andern Versuche Arbeitsgang und zwar sind bei Vers. I und II zwei Stück halb fertig gewalktes Tuch eingelegt, bei IV und V zwei Stück rohes nur gewaschenes Tuch; Belastung jedes der beiden Seitenbacken des Stopfapparats bei I 30 Kil., bei II 80 Kil., bei IV und V 20 Kil.

Nummer des Versuchs	Mittlere Feder- spannung Kil.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. des Tambours pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sek.	Berechnete Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebskraft ($c=45, f=0,77$)
I	630,3	118	42,9	194,7	2,59	2,04
II	755,9	118	42,9	233,5	3,11	2,51
III	35,48	120	43,6	11,15	0,15	0,12
IV	414,1	118,5	43,1	128,5	1,71	1,37
V	431,6	118,5	43,1	133,9	1,78	1,43

Hiernach beträgt die Betriebskraft für den Leergang nur 0,12 Pferdest., für das Vorwalken 1,40, für das Fertigwalken 2,04 bis 2,51 Pferdestärken.

Die Diagramme zeigen schwache Unregelmässigkeiten, die beim Leergang von der unvollkommenen Beschaffenheit der an der Walke vorhandenen Zahnräder, beim Arbeitsgang ausserdem von den Stopfungen des Tuchs im Stopfapparat herzurühren scheinen.

36. Einfache Kurbelwalke mit 2 Hämmern,

System Dobbs,

gebaut in Aachen 1837, aufgest. bei Fedor Zschille & Co.

Fig. 54 Vertikalschnitt, Fig. 55 Grundriss; a das Walkloch von 1 m Tiefe, 0,53 m Breite, 0,72 m Länge; b₁ b₂ zwei Hämmer von 0,26 m Breite, 0,15 m Hub-

höhe; c die zugehörigen um die horizontale Axe d drehbaren Schwingen von 2 m Länge, deren Auf- und Niederbewegung von der Triebwelle e aus mittels der zwei einander diametral gegenüberstehenden Kurbeln f_1 und f_2 und der angehängten Zugstangen g_1 und g_2 erfolgt; Halbmesser der Kurbeln 0,23 m.

Versuch I und II Leergang, III und IV Arbeitsgang, wobei ein Stück Velour-Winterstoff, schon fast fertig gewalkt, eingelegt ist; dasselbe wiegt 50 Pfund, ist 44 Ellen lang und 3 Ellen breit; dasselbe befindet sich seit $3\frac{1}{2}$ Stunden in der Walke.

Nummer des Versuchs	Mittlere Feder- spannung Kil.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Zahl der Hammerhübe pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sek.	in Pferdest.	Reducirte Betriebs- kraft ($c=125, f=0,90$)
I	83,55	192	123,9	42,00	0,56	0,51
II	71,83	170	109,7	31,97	0,43	0,44
III	243,0	183	118,0	116,4	1,55	1,48
IV	243,5	192	123,9	122,4	1,63	1,48

Die Diagramme zeigen vorherrschend die der Spielzahl der Betriebsmaschine entsprechen den Perioden, ausserdem aber auch die kleineren mit den Hammerhüben correspondirenden Zuckungen. Auf Taf. XI befindet sich ein Theil des zu Versuch I gehörigen Diagramms; A B Leergang des Dynamometers, B C Leergang der Walke; die grossen Perioden stimmen mit der Hubzeit der Betriebsmaschine, die kleinen mit der Hubzeit der Walkhämmer; die Curve B C ist ein interessantes Beispiel, wie sich in den Diagrammen eines solchen Einschalte-Dynamometers Wirkungen äussern, deren Ursachen theils rückwärts (variable Bewegung der Betriebsmaschine), theils vorwärts liegen (Umkehrung der Walkhämmer).

37. Doppelte Kurbelwalke

mit 2 Hämmern

von Spranger & Schimmel in Chemnitz, bei Gebr. Zschille.

Fig. 56 Vertikalschnitt, Fig. 57 Grundriss; a_1 und a_2 die beiden Walklöcher von 0,60 m Breite, 0,33 m Länge, 0,63 m Tiefe; b zwei Doppelhämmer von zusammen 0,28 m Breite, Hub 0,30 m; c die beiden zugehörigen Schwingen von 1,1 m Länge, die an der horizontalen Axe d aufgehängt sind. Die Hin- und Herbewegung der Hämmer und Schwingen erfolgt von der gekröpften Betriebswelle e aus, auf welcher zur möglichsten Ausgleichung des Massenwiderstandes ein Schwungrad f aufgesetzt ist.

Bei Versuch I werden zwei Stück rohes Tuch (eines in jedem Walkloch) vorgewalkt, bei II und III befindet sich nur in einem der beiden Walklöcher ein solches Stück; Versuch IV Leergang der Walke; V Arbeitsgang mit einem Stück Tuch zum Nachwalken, VI mit zwei Stück zum Nachwalken; Gewicht eines solchen Stückes 30 Pfund.

Nummer des Versuchs	Mittlere Feder- spannung Kil.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Spielzahl der Hämmer pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sek.	Berechnete Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebs- kraft ($c = 115, f = 0,77$)
I	341,3	166	118,6	148,3	1,98	1,48
II	359,6	158	113,0	148,7	1,98	1,55
III	372,0	158	113,0	153,9	2,05	1,61
IV	75,9	162	115,7	32,19	0,43	0,33
V	194,1	159	113,6	80,80	1,08	0,84
VI	349,2	159	113,6	145,4	1,94	1,51

Hiernach ist die Betriebskraft dieser Walke für den Leergang zu $\frac{1}{3}$ Pferdest., für den Arbeitsgang mit zwei Stücken Tuch auf $1\frac{1}{2}$ Pferdest. anzusetzen.

Die Diagramme zeigen kleine der Spielzahl der Hämmer entsprechende Zuckungen, sowie schwache, aber auf grössere Zeiträume sich erstreckende Schwankungen, welche mit dem sogen. Wenden (Ueberstürzen) des Tuches zu correspondiren scheinen. Auf Taf. VII ist ein Theil des zu Versuch V gehörigen Diagramms abgedruckt, welches beide Arten von Perioden aufweist.

38. Einfache Rauhmachine ohne Breithalter

von Mohl in Berlin, bei Gebr. Zschille.

Fig. 58 Vertikalschnitt, Fig. 59 Grundriss; a Rauhtrommel von 1,92 m Länge und 0,77 m Durchmesser, mit 18 Kardenstäben; Breite des Tuchs beim Versuch 1,40 m; b_1 b_2 die beiden Tuchwalzen, von denen abwechselnd eine das Tuch abgiebt, die andre empfängt; c_1 c_2 Leitwalzen.

Bei Versuch I und II geht die Maschine leer, bei allen übrigen wird Strich geraut und zwar sind bei III und IV ziemlich scharfe Karden (4. Benutzung), bei V und VI ganz scharfe (neue) Karden, bei VII und VIII ganz stumpfe Karden (19. Benutzung) eingelegt.

Nummer des Versuchs	Mittlere Feder- spannung Kil.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Rauhtrommel pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sek.	Berechnete Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebs- kraft ($c = 90, f = 0,92$)
I	44,33	113	82,2	13,12	0,17	0,16
II	45,27	112	81,5	13,27	0,18	0,18
III	176,10	109	79,3	40,25	0,67	0,70
IV	154,82	107	77,8	43,52	0,58	0,62
V	132,32	108	78,5	37,41	0,50	0,53
VI	203,00	108	78,5	57,40	0,77	0,81
VII	146,26	106,5	77,5	40,78	0,54	0,58
VIII	102,70	108,5	78,9	29,16	0,39	0,41

Das Breithalten des Tuchs und Andrücken der Ränder erfolgt durch zwei Arbeiter und sichtlich nicht sehr gleichmässig, woraus sich die unbefriedigende Uebereinstimmung der Versuche III u. IV, V u. VI, VII u. VIII erklären dürfte. Berechnet man die Mittelwerthe, so ergibt sich die erforderliche Betriebskraft

für den Leergang	0,170	Pferdest.
für den Arbeitsgang bei stumpfen Karden . . .	0,495	„
do. bei ziemlich scharfen Karden	0,660	„
do. bei neuen Karden	0,670	„

Die Diagramme zeigen ausser den kleinen der Spielzahl der Betriebsmaschine entsprechenden Wellen auffallend grosse ziemlich regelmässige Perioden, von denen 8 bis 12 auf eine Minute kommen. Auf Taf. XI sind drei dieser Diagramme abgedruckt (Versuch II, V und VI). Dass die erwähnten grossen Perioden nicht aus einem veränderlichen Widerstand der Rauhtrommel stammen, sondern eine rückwärts liegende Ursache haben müssen, geht daraus hervor, dass schon der Leergang des Dynamometers dieselben Perioden wie der Arbeitsgang aufweist (siehe die Curve AB, welche zu dem der Curve V vorhergehenden Leergang gehört); es durchlief offenbar zur Zeit dieser Versuche der Bewegungszustand der ganzen Transmission einen Cyclus von mehreren (6 bis 7) kleinen unter sich ungleichen Perioden, welche in den Diagrammen des Arbeitsgangs durch die Masse der Rauhtrommel in einer ungemeinen Vergrösserung erscheinen. Eine eigenthümliche Erscheinung muss es genannt werden, dass bei dem einen Versuch VI die kleinen den Hülen der Dampfmaschine entsprechenden Perioden verschwinden und die andern in noch auffallenderer Weise hervortreten; der hierauf folgende Leergang (s. Taf. XI, CD) lässt ebenfalls jene kleinen Perioden vermissen. Die Vermuthung, dass die grösseren Perioden in einer veränderlichen Einwirkung des Regulators der Betriebsmaschine ihren Grund haben (welche Vermuthung sich in einem andern Falle wirklich bestätigte), konnte hier nicht zur Gewissheit erhoben werden, da es an einem hinreichend genauen Mittel zur Beobachtung der Regulatorbewegungen fehlte; die Betriebsmaschine hat die alte Meyer'sche Regulirungsvorrichtung, Expansionsventil, verschiebbaren Conus auf der Regulatorwelle etc.

39. Doppelte Rauhtrommel,

System Gessner,

gebaut von A. Zschille in Grossenhain, bei Gebr. Zschille.

Fig. 60 Vertikalschnitt, Fig. 61 Grundriss; a b die beiden Rauhtrommeln von 1,90 m Länge und 0,88 m Durchmesser mit je 18 Kardenstäben; jede dieser Trommeln trägt ein paar Riemenscheiben und wird von der Hauptwelle direkt getrieben; die eine b setzt durch Zahnräder auch die Tuchwalzen c in Bewegung, die andre a den Postirapparat d, der aber bei den Versuchen nicht benutzt wird; e f Breithalter von 0,16 m Durchmesser, g g Leitwalzen 82 mm dick. Breite des Tuchs 1,33 m, Arbeitsbreite der Trommeln 1,65 m. Die folgende Versuchsreihe ist vorzüglich zu dem Zweck ausgeführt worden, den Einfluss kennen zu lernen, welchen die Grösse des Anstrichs und die Beschaffenheit der Rauhkarden auf die Betriebskraft ausüben; das Dynamometer musste zweimal aufgestellt werden, einmal für die Trommel a allein (Versuch I bis XV), das andre mal für die Trommel b nebst der Tuchführung (Versuch XVI

bis XIX). Um die Grösse des Anstrichs mit der wünschenswerthen Sicherheit beurtheilen zu können, wurde bei den einzelnen Versuchen der Abstand der beiden unter jeder Trommel befindlichen Leitwalzen g gemessen, der durch zwei im Gestell der Maschine liegende Führungsschrauben verstellbar ist; die Lage der hier in Betracht kommenden Theile ist aus der schematischen Figur 62 zu ersehen, wo jener Abstand (durch den Buchstaben x bezeichnet) und zugleich die beiderseitigen Anstrichbögen ($\alpha\beta$ und $\alpha\gamma$) in ihren grössten und kleinsten Beträgen in $\frac{1}{10}$ natürlicher Grösse dargestellt sind; der Anstrichbogen $\alpha\beta$ entspricht dem, was als schwacher Anstrich, $\alpha\gamma$ dem, was als starker Anstrich bezeichnet wird.

Bei Versuch I bis V sind ganz stumpfe Karden eingelegt (24. Benutzung), bei I und II ist $x = 490$ mm, bei III und IV $x = 354$ mm, bei V $x = 215$ mm, für VI bis XI sind ziemlich scharfe Karden eingelegt (6. Benutzung) und zwar ist bei VI und VII $x = 465$ mm, bei VIII und IX $x = 343$ mm, bei X und XI $x = 248$ mm; für XII und XIII, XIV und XV sind ganz scharfe neue Karden eingelegt und zwar ist bei XII und XIII $x = 470$ mm, bei XIV und XV $x = 370$ mm; bei Versuch XVI bis XIX (Trommel b) sind stumpfe Karden eingelegt und zwar ist bei XVI und XVII $x = 490$ mm, bei XVIII und XIX $x = 232$ mm.

Nummer des Versuchs	Mittlere Feder- spannung Kil.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Trommel pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sek.	Berechnete Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebs- kraft ($c=100, f=0,92$)
I	164,6	114	98	49,14	0,65	0,615
II	175,0	119	102	54,52	0,73	0,658
III	305,8	118	101	94,48	1,26	1,148
IV	286,8	119	102	89,36	1,19	1,073
V	386,0	118	101	119,24	1,59	1,448
VI	311,5	116	100	94,60	1,26	1,159
VII	334,6	117	100,6	102,50	1,37	1,253
VIII	424,5	114	98	26,69	1,69	1,587
IX	422,9	119	102	131,74	1,76	1,587
X	474,2	117	100,6	145,24	1,94	1,774
XI	516,0	115,5	99	156,03	2,08	1,933
XII	119,2	123	106	38,38	0,51	0,443
XIII	142,8	121	104	45,24	0,60	0,531
XIV	176,3	120,5	103,6	55,63	0,74	0,657
XV	176,4	127	109	58,64	0,78	0,658
XVI	48,28	116	100	14,66	0,20	0,179
XVII	51,50	116	100	15,64	0,21	0,193
XVIII	161,0	116	100	48,90	0,65	0,598
XIX	172,0	117	100,6	52,68	0,70	0,640

Hiernach erfordert die eine Trommel a allein (unter Berücksichtigung der normalen Stillstände)

bei stumpfen Karden, schwachem Anstrich	0,636	Pferdest.	1,00	} Verhältniss- zahlen,
do. mittlerem	do.	1,100	„ 1,74	
do. starkem	do.	1,448	„ 2,28	

bei ziemlich scharfen Karden, schwachem Anstrich	0,206	Pferdest.	1,00	} Verhält- niss- zahlen.
do. mittlerem	do.	1,587	„ 1,32	
do. starkem	do.	1,853	„ 1,54	
bei neuen Karden, schwachem Anstrich	. . .	0,487	„ 1,00	
do. mittlerem	do. . .	0,658	„ 1,35	

Auffallend ist es, dass die Betriebskraft bei ganz neuen Karden geringer ist, als bei schon gebrauchten und selbst bei stumpfen; es scheint, dass erst nach einiger Benutzung alle Kardenhäkchen zum gleichmässigen Angriff gelangen.

Man darf nach dem Vorstehenden sagen, dass die für eine solche doppelte Rauhmachine erforderliche Betriebskraft sich zwischen den Grenzen 1 und 4 Pferdestärken bewegt.

Die Diagramme verrathen sämmtlich die Spielzahl der Betriebsdampfmaschine, zeigen aber ausserdem grössere sehr deutliche Perioden, von denen durchschnittlich 8 auf eine Minute kommen.

40. Doppelte Rauhmachine mit Walzenpostirapparat

von Gessner in Aue, Postirapparat von A. Zschille in Grossenhain,
bei Gebr. Zschille.

Länge der Trommeln 1,90 m; Durchmesser 0,70 m; Arbeitslänge 1,60 m; Breite des Tuchs 1,30 m; 17 Kardenstäbe auf jeder Trommel. Der Postirapparat besteht aus 4 vertikalen Rauhtrommeln von 345 mm Länge und 335 mm Durchmesser, welche sich 48 mal pro Minute um ihre Axen drehen und in einem Rahmen 11,5 mal pro Minute an dem Tuch hin- und hergeführt werden.

Bei Versuch VII bis X geht die Maschine leer (ohne Tuch), bei IX und X geht der Postirapparat mit, bei VII und VIII nicht; bei I bis IV wird mit ziemlich scharfen Karden (3. Benutzung) geraut und zwar bei I und II ohne den Postirapparat, bei III und IV mit demselben; die Postirwalzen haben neue Karden, aber schwachen Anstrich; bei V und VI sind stumpfe Karden (20. Benutzung) eingelegt, der Postirapparat ist ausgerückt.

Nummer des Versuchs	Mittlere Feder- spannung Kil.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Rauhtrommeln pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sek.	Berechnete Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebs- kraft (c=100, f=0,92)
I	478,1	115,5	94,3	144,6	1,93	1,88
II	530,3	114,5	93,5	140,8	1,88	1,85
III	550,7	105	85,7	151,4	2,02	2,17
IV	471,3	114	93,1	129,9	1,73	1,60
V	390,7	117	95,5	119,6	1,60	1,54
VI	539,5	116	94,7	163,8	2,19	2,10
VII	22,50	123	100,4	7,24	0,10	0,09
VIII	26,59	124	101,2	8,63	0,12	0,11
IX	32,03	124,5	101,6	10,44	0,14	0,13
X	28,56	124,5	101,6	9,31	0,12	0,11

Diese Rauhmachine erfordert sonach unter Berücksichtigung der normalen Stillstände leer ohne Postirapparat 0,10 Pferdest., mit demselben 0,12 Pferdest., bei ziemlich scharfen Karden ohne Postirapparat 1,865 Pferdest., mit demselben 1,885, bei stumpfen Karden ohne Postirapparat 1,835 Pferdest. Die Stärke des Anstrichs ist bei diesen Versuchen nicht genau beobachtet worden; derselbe war (wie üblich) bei stumpfen Karden stärker als bei scharfen.

Sämmtliche Diagramme zeigen die kleinen mit der Spielzahl der Betriebsmaschine correspondirenden Wellen, die des Arbeitsgangs ausserdem grössere Perioden, von denen 14 bis 16 auf die Minute kommen.

41. Doppelte Rauhmachine mit Excenterpostirapparat

von Gessner in Aue, Postirapparat von A. Zschille in Grossenhain, bei Gebr. Zschille.

Länge der Trommeln 1,91 m, Arbeitslänge 1,75 m, Breite des Tuchs 1,35 m, Durchmesser 0,63 m, Zahl der Kardenstäbe auf jeder Trommel 15. Der Postirapparat besteht aus 4 paarweise über einander liegenden Platten von 855 mm Länge und 200 mm Höhe (s. hh Fig. 60), welche durch excentrische Scheiben an dem Tuch hin und her, vor und zurück geführt werden und zwar 135,5 mal pro Minute.

Bei Versuch I bis IV arbeiten die Trommeln mit halbscharfen Karden (5. Benutzung), bei I und IV steht der Postirapparat still, bei II und III ist er eingerückt; derselbe hat neue Karden; bei Versuch V und VI sind stumpfe Karden eingelegt, der Postirapparat ist ausgerückt; bei Versuch VII bis X geht die Maschine leer und zwar bei VII und VIII ohne, bei IX und X mit Postirapparat.

Nummer des Versuchs	Mittlere Feder- spannung Kil.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Rauhtrommeln pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sek.	Berechnete Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebs- kraft ($c=100, f=0,92$)
I	606,0	98	98	155,5	2,07	1,94
II	965,7	97	97	245,2	3,27	3,10
III	954,8	97	97	242,5	3,23	3,06
IV	796,8	96	96	200,2	2,67	2,56
V	852,4	99	99	220,9	2,95	2,74
VI	873,8	97	97	221,9	2,96	2,81
VII	46,73	100	100	12,23	0,16	0,15
VIII	51,34	101	101	13,57	0,18	0,16
IX	131,7	101	101	34,82	0,46	0,42
X	141,5	99,5	99,5	36,86	0,49	0,45

Diese Rauhmachine braucht also leer ohne Postirapparat 0,155 Pferdest., mit Postirapparat 0,435 Pferdest., also der Postirapparat allein 0,380 Pferdest. oder 87 Proz. der ganzen Betriebskraft; bei halbscharfen Karden und ohne Postirapparat 2,25 Pferdest., mit Postirapparat 3,08 Pferdest., der Postirapparat allein 0,830 Pferdest. oder 27 Proz. der gesammten Betriebskraft;

endlich bei stumpfen Karden und stärkerem Anstrich, ohne Postirapparat 2,775 Pferdest.

Sämmtliche Diagramme verrathen die Spielzahl der Betriebsmaschine; einige grössere Perioden sind schwach und unregelmässig.

42. Langscheermaschine

von Thomas in Berlin, bei Gebr. Zschille.

Fig. 63 Vertikalschnitt, Fig. 64 Grundriss in $\frac{1}{40}$, Fig. 65 der Scheerapparat in $\frac{1}{20}$ der wirklichen Grösse; a der Tisch, b der Lieger, c der Scheercylinder, d die Tuchwalzen, e Leitwalzen, f Leitstäbe zur Anstraffung des Tuches, g Plüschwalze, h Bürstwalzen.

Bei Versuch I und II ist die Maschine in gewöhnlicher Thätigkeit (ein mittelfeines Tuch scheerend); bei III ist die Messerwalze ausgehoben, so dass sie nicht arbeitet, während das Tuch fortgeht; bei IV geht die Maschine leer ohne den Scheercylinder.

Nummer des Versuchs	Mittlere Feder- spannung Kil.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. des Scheercylinders pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sek.	Berechnete Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebs- kraft (c=650, f=0,85)
I	193,5	89	650	45,09	0,60	0,51
II	196,5	88	642	45,28	0,60	0,52
III	174,4	86,4	631	39,45	0,53	0,44
IV	154,5	89,5	653	36,21	0,48	0,41

Die Maschine erfordert also bei aufgehobenem Scheercylinder 0,44 Pferdest. und bei niedergelassenem Scheercylinder (schneidend) 0,515 Pferdest., so dass auf den Schneidprozess selbst 0,075 Pferdest. zu rechnen sind.

Die Diagramme zeigen kleine unregelmässige Schwankungen, deren Zusammenhang mit der Spielzahl der Betriebsmaschine nicht sicher erkennbar ist.

43. Transversalscheermaschine

von Mohl in Berlin, bei Gebr. Zschille.

Fig. 66 Längsschnitt, Fig. 67 Querschnitt, Fig. 68 Grundriss, Fig. 69 die Scheermechanismen in $\frac{1}{20}$ natürlicher Grösse; a der Tisch, b der Lieger, c der Scheercylinder, d die Tuchwalzen. Auf dieser Scheermaschine erhalten die fertig gewalkten Tücher den 1. und 2. Schnitt.

Bei Versuch I rotirt allein der Scheercylinder, ohne zu schneiden, bei II hat er ausserdem die fortschreitende Bewegung, bei III und IV arbeitet die Maschine, indem sie an einem gewalkten Tuch den 2. Schnitt vollführt. Ein Schnitt über die Breite des Tuchs dauert 27 Sekunden.

Nummer des Versuchs	Mittlere Feder- spannung Kil.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. des Scheercylinders pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sek.	in Pferdest.	Reducirte Betriebs- kraft ($c=1000, f=0,50$)
I	45,20	92	966	10,89	0,15	0,08
II	45,56	92	966	10,98	0,15	0,08
III	74,23	90,5	950	17,59	0,23	0,12
IV	72,86	88,5	929	16,88	0,23	0,13

Die Diagramme zeigen kleine etwas unregelmässige Perioden, deren Zusammenhang mit der Spielzahl der Betriebsmaschine nur undeutlich zu erkennen ist.

44. Transversalscheermaschine

von Thomas in Berlin, bei Gebr. Zschille.

Auf dieser Scheermaschine werden den Tuchen nur die letzten Schnitte ertheilt; das Tuch passirt vor dem Schnitt den Zwischenraum zwischen zwei Tischen (System Lewis).

Bei den Versuchen I und IV läuft allein der Scheercylinder um, ohne eine fortschreitende Bewegung zu besitzen und ohne das Tuch zu berühren. Bei Versuch II besitzt der Scheercylinder ausserdem noch seine fortschreitende Bewegung, schneidet aber noch nicht; bei III arbeitet die Maschine in ihrer gewöhnlichen Art.

Nummer des Versuchs	Mittlere Feder- spannung Kil.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. des Scheercylinders pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sek.	in Pferdest.	Reducirte Betriebs- kraft ($c=1000, f=0,60$)
I	100,8	99,5	1051	26,25	0,35	0,20
II	105,5	99,5	1051	27,49	0,37	0,21
III	116,1	97,5	1030	29,64	0,39	0,23
IV	102,6	94,5	998	25,37	0,34	0,20

Es braucht hiernach der Scheercylinder für sich 0,20 Pferdest., einschliesslich seiner fortschreitenden Bewegung 0,21 und bei voller Thätigkeit der Maschine 0,23 Pferdest.

Die Diagramme zeigen kleine schwer zu deutende Unregelmässigkeiten.

45. Dampfbürstmaschine

von Neumann & Esser in Aachen, bei Gebr. Zschille.

Fig. 70 Vertikalschnitt, Fig. 71 Grundriss; a die Bürstwalzen, b die Walzen zur Bewegung des Tuchs, c Leitwalzen, d Dampfrohr mit vielen kleinen Oeffnungen, durch welche Dampf auf das darüber streichende Tuch geführt werden kann.

Versuch I Leergang, II und III Arbeitsgang, bei II mit, bei III ohne Dampf.

Nummer des Versuchs	Mittlere Feder- spannung Kil.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Umdr. der Bürstwalzen pro Min.	Berechnete Betriebskraft in Met.-Kil. pro Sek.	Berechnete Betriebskraft in Pferdest.	Reducirte Betriebs- kraft ($c=250, f=0,75$)
I	105,8	102	255,5	28,26	0,38	0,28
II	294,1	98	245,0	75,45	1,01	0,77
III	176,7	95,5	239,2	44,18	0,59	0,46

Das Diagramm des Leergangs zeigt regelmässige der Spielzahl der Dampfmaschine entsprechende Perioden, bei den Curven des Arbeitsgangs sind die Wellen schwächer und unregelmässiger.

46. Drei Transmissionswellen für den Scheersaal

bei Gebr. Zschille.

Von dem Dynamometer aus wird durch einen 190 mm breiten Riemen eine Riemenscheibe von 610 mm Durchmesser auf der ersten Transmissionswelle getrieben; diese trägt am andern Ende ein cylindrisches Zahnrad von 58 Zähnen, welches in ein andres von 49 Zähnen an der zweiten Transmissionswelle eingreift; endlich wird die Bewegung durch ein Paar Kegelräder von gleicher Grösse auf die dritte im Scheersaal selbst liegende Betriebswelle fortgepflanzt.

Die erste Welle ist 19,24 m lang, 40 mm dick, 10 mal gelagert, 3 mal gekuppelt, trägt eine Riemenscheibe von 610 mm Durchmesser und 190 mm Breite, ein Stirnrad von 600 mm Durchmesser mit 49 Zähnen. Die zweite Welle ist 3,40 m lang, 48 mm dick, 4 mal gelagert, ungekuppelt, trägt ein Stirnrad von ca. 700 mm Durchmesser mit 58 Zähnen, sowie ein Kegelrad von ca. 500 mm Durchmesser. Die dritte Welle hat eine Länge von 20,94 m, ist 48 mm dick, 11 mal gelagert, 3 mal gekuppelt, sie trägt 12 Riemenscheiben, eine von 1 m Durchmesser, 5 für die Transversalscheermaschinen von 520 mm, 3 für die Langscheermaschinen von 520 mm, 2 für die Bürstmaschinen von 555 mm, eine für die dritte Bürstmaschine von 472 mm, sowie ein Kegelrad von 500 mm Durchmesser.

Bei Versuch I und II geht allein die Transmission mit 11 Riemen auf den Losscheiben, ebenso bei VII, bei XIII sind die Riemen herabgeworfen, bei III, IV und X sind 3 Langscheermaschinen eingerückt, bei V und VI 5 Querscheermaschinen, bei VIII und IX 3 Bürstmaschinen, bei XI und XII sämtliche Scheermaschinen. Bei Versuch VIII und IX waren ausser der durch die 45. Versuchsreihe geprüften Bürstmaschine noch zwei andre mit je einer Bürstwalze eingerückt, von denen die erste folgende Dimensionen hat: Durchmesser der Bürstwalze 370 mm, Länge 1,80 m; die Walze ist ringsum mit Borsten besetzt. Durchmesser der Tuchwalze 140 mm, Umsetzung von der Bürstwalze auf die Tuchwalze $= \frac{16}{102}$; Durchmesser der Tribscheibe 350 mm, der treibenden Scheibe auf der Hauptwelle 555 mm. Bei der andern Bürstmaschine ist der Trommeldurchmesser 620 mm, die Arbeitsbreite 1,80 m, der Umfang ist nur in Querstreifen mit Borsten besetzt; Durchmesser der Tuchwalze 170 mm, Umsetzung von der Trommel aus $\frac{18}{80}$; Durchmesser der Tribscheibe 450, der treibenden Scheibe auf der Hauptwelle 472 mm.

Nummer des Versuchs	Mittlere Feder- spannung Kil.	Umdr. am Dynamometer pro Min.	Berechnete Betriebskraft		Reducirte Betriebskraft für 140 Umdr. p. M. am Dynam.
			in Met.-Kil. pro Sek.	in Pferdest.	
I	158,8	140	58,21	0,78	0,78
II	153,7	140	56,33	0,75	0,75
III	569,0	136	202,58	2,70	2,78
IV	583,1	134	204,56	2,73	2,85
V	336,1	139	122,31	1,63	1,64
VI	344,0	137	123,38	1,65	1,69
VII	165,6	146	63,28	0,84	0,81
VIII	366,6	142	136,27	1,82	1,79
IX	431,6	141	159,31	2,12	2,10
X	560,8	135	198,19	2,64	2,74
XI	703,0	131	241,10	3,21	3,43
XII	806,8	120	253,47	3,38	3,94
XIII	98,5	141	36,36	0,49	0,49

Hiernach beträgt die Betriebskraft
für die drei Transmissionswellen leer 0,49 Pferdest.
für dieselben mit 11 auf den Losscheiben liegenden
Riemen 0,78 „
für drei Langscheermaschinen 2,01 „ (für eine 0,67)
für fünf Querscheermaschinen 0,90 „ (do. 0,18)
für drei Bürstmaschinen 1,17 „ (do. 0,39)

Mittheilungen der K. Sächs. Polytechnischen Schule zu Dresden

Bd.: 1

Leipzig 1864

4 Techn. 59 y-1

urn:nbn:de:bvb:12-bsb10230545-7